

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL CAMPUS BENTO GONÇALVES
ÁREA DE CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

BRUNO ACCORSI BERGOLI

**ESTUDO DE APLICAÇÃO E ANÁLISE DE TENSÕES EM UM DIFERENCIAL DE
UM VEÍCULO BAJA**

BENTO GONÇALVES

2019

BRUNO ACCORSI BERGOLI

**ESTUDO DE APLICAÇÃO E ANÁLISE DE TENSÕES EM UM DIFERENCIAL DE
UM VEÍCULO BAJA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenharia Mecânica. Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Me. Vagner Grison

BENTO GONÇALVES

2019

BRUNO ACCORSI BERGOLI

**ESTUDO DE APLICAÇÃO E ANÁLISE DE TENSÕES EM UM DIFERENCIAL DE
UM VEÍCULO BAJA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à
Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial
para a obtenção do grau de Engenharia Mecânica. Área
de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Me. Vagner Grison

Aprovado em:

Banca examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Jean Greselle Balotin
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais que sempre me ajudaram a superar as poucas dificuldades que tive em minha vida, sempre dedicando seus esforços para que eu não passasse necessidades. Eles que sempre me incentivaram a nunca parar de estudar e me apoiaram nos momentos de tensão e ansiedade.

Ao meu orientador, por dedicar seu pouco tempo que lhe sobra a ler e reler este trabalho sempre disposto a ajudar e me incentivando a melhorar.

Aos meus professores, por trilharem meu caminho na vida acadêmica para que alcançasse meus objetivos.

Aos meus amigos por estarem presentes em tempos de dificuldade, sempre dispostos a me fazerem rir e descontraír.

A minha noiva por ser uma pessoa excepcional e meu ombro amigo para quaisquer situações sempre com um sorriso no rosto.

A Avelino Alves Filho por dispor seu tempo durante intervalos para me ajudar a entender e dar rumo às análises realizadas neste trabalho.

RESUMO

O objetivo de um diferencial automotivo consiste em dividir o torque entre as rodas trativas e permitir uma diferença de velocidades entre as mesmas. Nas competições Baja regidas pela SAE Brasil, tem-se como objetivo produzir um veículo fora de estrada em série para o mercado consumidor buscando ser líder em desempenho. No caso da manobrabilidade, o conjunto diferencial torna-se fundamental para que curvas sejam realizadas de forma suave. Este trabalho visa estudar a implementação de um diferencial de Ford Ka 2009 em um veículo Baja além de avaliar os esforços atuantes no sistema através de um *software* de elementos finitos com a intenção de melhorar o projeto da equipe. O torque disponível nas rodas foi diretamente aplicado sobre as áreas em contato dos pinos do conjunto e para as engrenagens, transformado em uma força tangencial aplicada ao flanco de um dente. Os resultados obtidos indicam valores abaixo da unidade no fator de segurança à fadiga para o Ford Ka, já nas análises para o Baja, como o esperado, um conjunto diferencial comercial atende as necessidades do veículo sem expectativa de falha. Desta forma a implementação do conjunto torna o carro mais versátil e competitivo.

Palavras chave: Baja SAE. Trem de Força. Diferencial. Engrenagens cônicas de dentes retos. Elementos Finitos

ABSTRACT

The objective of an automotive differential is to split the torque between the tractive wheels while allowing them to spin at different speeds. In the Baja SAE Brazil competition, the goal is to create an off-road vehicle in mass production while trying to be the performance market leader. In the maneuverability item, a differential set becomes fundamental for smooth turns to be executed. This work intends to study the implementation of a Ford Ka 2009 differential in a Baja vehicle besides measuring the stress acting in the system with the aid of a finite elements software with intention of improving the team project. The torque available in the wheels was directed applied to the pins and for the gears, the torque was converted to a tangential force applied to a teeth side. The results obtained show values of fatigue safety factor below one for the Ford ka, as for the Baja, as expected, a commercial differential meet the demand of the vehicle without failing. In this manner, the implementation of this mechanism makes the car more versatile and competitive.

Keywords: Baja SAE. Powertrain. Differential. Bevel gear. Finite Elements

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Distância percorrida pelas rodas de um veículo.....	4
Figura 2 – Exemplo de um diferencial aberto de tração traseira	7
Figura 3 – Curva S-N estimada para materiais com limite de fadiga.....	11
Figura 4 – Espectro de choque para cargas impulsivas	12
Figura 5 – Malha de elementos finitos de um componente mecânico.....	15
Figura 6 – Elemento tetraédrico parabólico linear (a) e parabólico (b).....	16
Figura 7 – Caixa de redução atual da equipe.....	18
Figura 8 – Sistema atual de transmissão de potência	19
Figura 9 – Sugestão de novo sistema de transmissão de potência	19
Figura 10 – Curva de potência do motor Briggs & Stratton Modelo 19	20
Figura 11 – Conjunto diferencial aberto modificado	22
Figura 12 – Conjunto diferencial de um Ford Ka	23
Figura 13 – Medição da alavanca causada pela geometria diferencial	24
Figura 14 – Divisão das cargas provenientes do torque	25
Figura 15 – Malha da engrenagem planetária (a) e da engrenagem satélite (b).....	26
Figura 16 – Cargas aplicadas às engrenagens planetárias (a) e satélites (b).....	26
Figura 17 – Malha do pino original (a) e do pino secundário (b)	27
Figura 18 – Cargas aplicadas ao pino original (a) e ao pino secundário (b)	28
Figura 19 – Nível de óleo para lubrificação do conjunto.....	28
Figura 20 – Tensão máxima na engrenagem satélite aplicada ao Ford Ka	31
Figura 21 – Gráfico da vida sob tensão das engrenagens sofrendo torque máximo.	32
Figura 22 – Validação da análise para o pino original.....	33
Figura 23 – Tensão máxima na engrenagem satélite aplicada ao Baja	34
Figura 24 – Tensão máxima na engrenagem planetária aplicada ao Baja.....	35
Figura 25 – Resultado da análise para o pino original aplicado ao Baja	36
Figura 26 – Resultado da análise para o pino secundário aplicado ao Baja	36
Figura 27 – Engrenagem planetária com batente (esquerda) e engrenagem satélite modificada (direita).....	41
Figura 28 – Giro permitido pelo diferencial.....	41
Figura 29 – Característica de uma pista de circuito fechado.....	41

Figura 30 – Resultado da análise da engrenagem satélite aplicada ao Baja com torque integral em uma roda	42
Figura 31 – Resultado da análise da engrenagem planetária aplicada ao Baja com torque integral em uma roda	42
Figura 32 - Desenho técnico do pino secundário	43
Figura 33 - Desenho técnico do pino original	43
Figura 34 - Desenho técnico da engrenagem planetária.....	44
Figura 35 - Desenho técnico da engrenagem satélite	44

LISTA DE SÍMBOLOS

- S_f Resistência à fadiga de um ciclo (Mpa)
 S_{ut} Resistência última à tração do material (Mpa)
 S_e Limite de resistência a fadiga (Mpa)
 S_m Resistência do material para 10^3 ciclos (Mpa)
 σ_{cat} Tensão de compressão na estria (Mpa)
 T Torque atuante no eixo (Nm)
 n Número de estrias
 h Altura da estria (m)
 L Comprimento da estria (m)
 r_n Raio médio da estria (m)
 F Matriz coluna com cargas nodais (N)
 K Matriz rigidez da estrutura (N/m)
 U Matriz coluna com deslocamentos nodais (m)
 S_{us} Limite de resistência a cisalhamento (Mpa)

LISTA DE SIGLAS

SAE *Society of Automotive Engineers*

CVT *Continuously Variable Transmission*

LSD *Limited Slip Differential*

DIN *Deutsches Institut für Normung*

HP *Horse Power*

rpm *Rotação por Minuto*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	3
1.1 JUSTIFICATIVA	4
1.2 OBJETIVOS	5
1.2.1 Objetivo geral	5
1.2.2 Objetivos específicos	5
2 REFERENCIAL TEÓRICO	6
2.1 O DIFERENCIAL.....	6
2.1.1 Diferencial aberto	6
2.1.2 Diferencial bloqueável	7
2.1.4 Diferencial de deslizamento limitado	8
2.2 ENGRENAGENS CÔNICAS DE DENTES RETOS	8
2.3 LUBRIFICAÇÃO	8
2.4 CRITÉRIOS DE FALHA	9
2.4.1 Fratura	10
2.4.2 Fadiga	10
2.4.3 Teoria de energia de distorção	11
2.5 ESPECTRO DE CHOQUE	12
2.6 ESTRIAS	13
2.7 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	13
2.7.1 Análise linear	14
2.7.2 Malha	14
2.7.3 Elementos sólidos	15
2.9 TRABALHOS CORRELATOS	16
3 MATERIAIS E MÉTODOS	18
3.1 OBJETO DE ESTUDO	18
3.2 SELEÇÃO DO MODELO.....	20

3.3	MATERIAIS UTILIZADOS	22
3.4	ENSAIOS DE DUREZA INTERNA	23
3.5	ANÁLISE DAS TENSÕES EM UM DIFERENCIAL	24
3.5.1	Análise de tensões nas engrenagens.....	24
3.5.2	Análise de tensões dos pinos	27
3.7	LUBRIFICAÇÃO.....	28
4	RESULTADOS.....	29
4.1	RESULTADOS DOS ENSAIOS DE DUREZA INTERNA	29
4.2	TENSÕES NAS ENGRENAGENS APLICADAS AO FORD KA.....	31
4.3	TENSÕES NO PINO APLICADO AO FORD KA.....	33
4.4	TENSÕES NAS ENGRENAGENS APLICADAS AO BAJA.....	34
4.5	TENSÕES NOS PINOS APLICADOS AO BAJA.....	35
5	CONCLUSÃO	38
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	38
	REFERÊNCIAS.....	39
	APÊNDICE A – MODELO DE DIFERENCIAL DESCARTADO	41
	APÊNDICE B – ANÁLISES PARA O CONJUNTO SOB torque integral.....	42
	APÊNDICE C – Desenhos técnicos das engrenagens do diferencial utilizado....	43
	ANEXO A – RESISTÊNCIA A FADIGA DE FLEXÃO PARA ENGRENAGENS	45
	ANEXO B – DUREZA EQUIVALENTE APROXIMADA E LIMITES DE RESISTENCIA À TRAÇÃO	46
	ANEXO C – FICHA TÉCNICA DO FORD KA 1.6 2009.....	47

1 INTRODUÇÃO

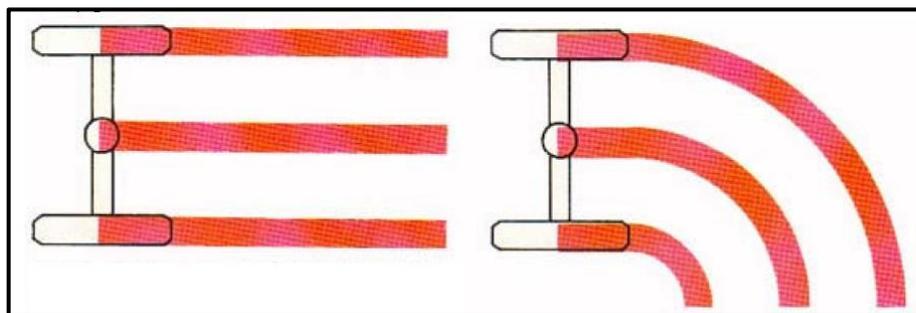
Durante a vida acadêmica, inúmeras atividades de extensão podem ser realizadas. Para o curso de engenharia mecânica, uma das opções é a competição Mini Baja SAE regulamentado *pela Society of Automotive Engineers*. Esse concurso trata do projeto e da construção de um veículo fora-de-estrada para competir em inúmeras provas de resistência, velocidade, dinâmica e outras capacidades do automóvel.

O carro construído pela equipe Bajagual da Universidade de Caxias do Sul Campus Região dos Vinhedos, ficou em oitavo lugar na décima sexta edição do BAJA SAE etapa sul em 2018. O veículo atualmente utiliza um sistema de transmissão CVT acoplado a uma caixa de redução com um eixo rígido ligando os semieixos traseiros. Essa montagem faz com que as rodas traseiras girem sempre com a mesma rotação, o que pode causar travamento ou deslizamento de uma das rodas ao realizar uma curva. Além disso, na execução de curvas, a roda interna tende a perder o contato com o solo devido ao ajuste de suspensão do veículo da equipe, o que pode levar a um capotamento.

Quando um veículo executa uma curva, a roda mais distante do centro de rotação do arco precisa percorrer uma distância maior, logo, girar mais rápido para acompanhar o movimento do carro conforme ilustra a Figura 1. Utilizando de um arranjo de engrenagens planetárias, o diferencial permite, através da atuação do engrenamento, um movimento secundário de rotação além do provido pelo motor (GRAHAM, 1993).

Um dispositivo diferencial é um conjunto de engrenagens no *powertrain* de um veículo, situado entre a transmissão e as rodas. O diferencial realiza duas funções importantes: ele reduz a velocidade do eixo de transmissão, quando o conjunto possui redução, e permite que as rodas de um veículo girem a velocidades diferentes quando operando uma curva (GRAHAM, 1993).

Figura 1 – Distância percorrida pelas rodas de um veículo



Fonte: Adaptado de Costa (2002)

O diferencial é composto por um conjunto de pinhão cônico, coroa dentada e uma caixa de engrenagens satélites onde são fixados os semi-eixos que, por sua vez, ligam-se às rodas como pode ser observado na Figura 2 (POYDO, 2019).

O diferencial como é conhecido hoje, foi inventado em 1827 pelo engenheiro francês Onésiphore Pecqueur e foi utilizado pela primeira vez em um trator com motor à vapor pela mesma razão que é utilizado atualmente (BRITANNICA, 2019).

Com a utilização de um diferencial no veículo baja da equipe é esperado melhor desempenho em curvas permitindo que o carro tenha uma manobrabilidade mais suave e melhor aproveitamento do torque. O dimensionamento de um diferencial deve levar em conta fatores como a carga aplicada aos pares de engrenagens, os materiais ideais de projeto, condições de utilização do veículo e correto dimensionamento dos elementos de máquina existentes no conjunto.

A equipe Bajagual do ano de 2019 desenvolveu um novo sistema de *powertrain* para o veículo contemplando um sistema de troca de marchas e o uso de um diferencial. Porém, devido a construção do conjunto ser finalizada pouco tempo antes da competição, não houve a chance de que testes fossem realizados para avaliar o funcionamento do sistema como um todo. Em geral durante a competição o dispositivo atuou como o esperado, entretanto, houveram perdas de tração em situações específicas.

1.1 JUSTIFICATIVA

Este trabalho se justifica como uma melhoria de desempenho para o veículo da equipe, haja visto que esse é um dispositivo normalmente utilizado por

equipes com melhor rendimento a nível internacional, permitindo que realize curvas fechadas mesmo em baixa velocidade, além de reduzir o desgaste dos pneus e aumentar o aproveitamento de torque na roda.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Selecionar modelo de diferencial adequado para um veículo Baja e avaliar as tensões atuantes quando aplicado ao carro da equipe Bajagual.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Apresentar os tipos de diferenciais existentes no mercado e selecionar o mais adequado ao veículo da equipe;
- b) Obter os esforços atuantes no sistema;
- c) Avaliar as tensões existentes no conjunto diferencial aplicado ao veículo original para obter um parâmetro de análise;
- d) Analisar tensões do sistema diferencial implementado ao veículo Baja da equipe;
- e) Averiguar se o sistema escolhido atende à solicitação de cargas do veículo Baja.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Para aplicar um diferencial em um veículo baixa, é necessário compreender o mecanismo em si e o por que o mesmo é importante em um carro. Neste Capítulo serão abordados conceitos fundamentais para o bom entendimento do trabalho, como métodos de falha, método dos elementos finitos e mais informações relevantes.

2.1 O DIFERENCIAL

Gawande et al. (2013) diz que existem três grandes categorias de diferenciais, sendo elas: os diferenciais abertos, diferenciais bloqueáveis e os diferenciais de deslizamento limitado. Cada uma dessas categorias abrange um grande número de modelos e por vezes patentes que se utiliza de diferentes técnicas mecânicas para realizar a mesma tarefa de forma automatizada.

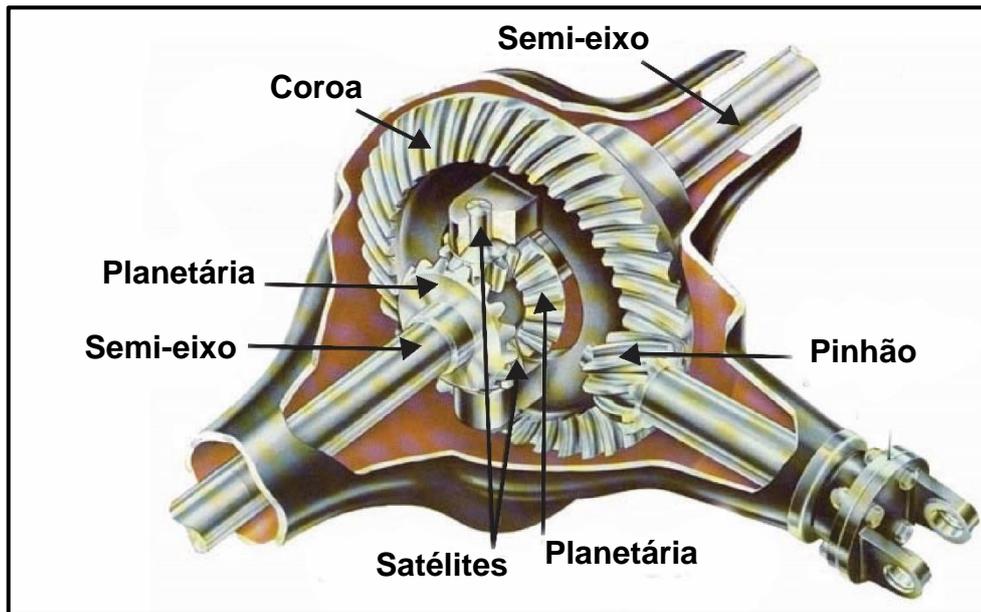
Stokes (1992) sugere que para o dimensionamento de um diferencial seja utilizado o torque máximo do motor, com a menor relação de marchas e a relação entre a coroa e pinhão do diferencial. A multiplicação destes três valores resulta no torque máximo que o conjunto deve suportar.

Em um diferencial aberto, os torques de saída são iguais a metade do torque de entrada, enquanto que as velocidades durante uma curva são diferentes. Dessa forma, o diferencial reduz o torque em cada eixo pela metade, mas não dobra a velocidade, o que significa que este dispositivo se difere de uma transmissão (MASHADI; CROLLA, 2012).

2.1.1 Diferencial aberto

O diferencial aberto é o tipo mais comum de diferencial e está presente na maioria dos carros de passeio com tração em duas rodas. Segundo Gawande et al. (2013), o diferencial aberto faz uso de um conjunto de engrenagens planetárias que distribuem o torque igualmente entre os eixos de tração permitindo que as rodas rotacionem a diferentes valores. Esse tipo de diferencial sofre de um problema grave ao encontrar condições de terreno escorregadio onde se perde atrito facilmente. Nessa situação o diferencial entregará grande parte do torque para a roda sem contato firme com o solo. A Figura 2 demonstra a construção de um diferencial aberto.

Figura 2 – Exemplo de um diferencial aberto de tração traseira



Fonte: Adaptado de Costa (2002)

2.1.2 Diferencial bloqueável

Diferenciais bloqueáveis possuem uma construção muito semelhante aos diferenciais abertos, porém possuem mecanismos que travam os componentes evitando que girem. Esse mecanismo bloqueador pode ser acionado manualmente pelo piloto ou automaticamente por um sistema eletrônico, numa situação onde o diferencial aberto sofreria com perda de torque devido à falta de aderência dos pneus. Com a opção de bloqueamento, o diferencial bloqueável corrige a falha mais grave do sistema aberto, mantendo a construção básica simples, porém adicionado um acoplamento para que haja um travamento quando necessário (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

Um diferencial bloqueável é desejável e, em alguns casos, obrigatório, quando um veículo irá atuar em superfícies de baixo atrito como areia, lama e gelo. Os bloqueios de diferencial são projetados para travarem duas ou mais partes do conjunto através de atuadores por cabo ou ar comprimido. Normalmente é aplicado em veículos de trabalho pesado ou fora de estrada para evitar problemas em situação onde as rodas podem perder contato com o solo. Esses dispositivos, porém, quando localizados na parte dianteira do veículo podem afetar a dirigibilidade do carro. Outra desvantagem é a possibilidade de sujeitar os semi-eixos a torques elevados uma vez

que o diferencial bloqueável permite que todo o torque seja fornecido a apenas uma roda (HEISLER, 2002).

2.1.4 Diferencial de deslizamento limitado

Diferenciais de deslizamento limitado, também conhecidos como LSD (*Limited slip differential*), atuam corrigindo a tendência dos diferenciais abertos de enviarem praticamente toda a potência para a roda sem atrito. Esses sistemas são denominados dispositivos de gerenciamento de torque e podem ser categorizados em passivos, ativos ou manuais. Sistemas de gerenciamento de torque podem ser sensíveis ao torque, como o modelo Torsen®, ou sensíveis à velocidade como modelos de acoplamento viscoso. Nessa categoria de diferenciais, se encaixam os mais diversos e variados modelos no mercado atualmente, que utilizam de inúmeros métodos de travamento completo ou parcial das engrenagens do diferencial a fim de atingir o mesmo resultado (HUCHTKOETTER; GASSMANN, 2004).

2.2 ENGRENAGENS CÔNICAS DE DENTES RETOS

Em geral, engrenagens cônicas são utilizadas em situações em que os eixos do pinhão e da coroa são paralelos. Engrenagens cônicas de dentes retos são mais ruidosas e são recomendadas para relações de transmissão de até 6:1. Para que haja engrenamento, os eixos devem interceptar-se no mesmo vértice. Diferenciais de automóveis é aplicação mais conhecida deste tipo de engrenagem (FLORES; GOMES, 2015).

Quanto à fabricação de engrenagens, Mott (2015) indica o uso de aços e ferros fundidos, com a adição de tratamentos térmicos como o processo de têmpera onde é desejável obter valores de dureza entre 180 e 400 HB no núcleo e acima de 400HB para tempera superficial.

2.3 LUBRIFICAÇÃO

O objetivo da lubrificação é reduzir o atrito, desgaste e, por consequência, o aquecimento de componentes móveis. Eixos podem rodar e oscilar dentro de um mancal de deslocamento ou bucha, enquanto engrenagens unem-se entre si por uma

combinação de rolamento e deslizamento. Em ambas as situações, a lubrificação tem papel importante para um aumento do tempo de vida das peças (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Lubrificantes podem ser do tipo gasoso, líquido ou sólido. Os primeiros somente são utilizados em situações especiais como bolsas de ar para se obter atrito baixo e reduzir calor da interface. Os lubrificantes líquidos são baseados no petróleo ou óleos sintéticos. Muitos óleos comerciais são misturados com aditivos para formar camadas protetoras no metal. Já os lubrificantes sólidos, exibem tensões de cisalhamento baixas e normalmente são feitos de materiais como grafite e dissulfeto de molibdênio. Estes lubrificantes secos têm a vantagem de possuir baixo atrito e alta resistência à temperatura (NORTON, 2013).

Lubrificantes para engrenagens são produzidos para aguentar pressões consideráveis, para fluírem livremente em baixas temperaturas e para manterem viscosidade em altas temperaturas as quais o sistema irá operar. Sua função é suavizar o impacto que ocorre entre os dentes em um engrenamento, transferir o carregamento de uma engrenagem para outra e diminuir o atrito entre as superfícies em contato (HITNER; SHIDLE; BISSEL, 1946).

2.4 CRITÉRIOS DE FALHA

Elementos mecânicos podem falhar por motivos que podem assumir as mais distintas formas, dependendo da aplicação, material, condições de trabalho, manutenção e inúmeros outros fatores. A falha é uma situação onde o componente deixa de cumprir seu requisito funcional para o qual foi projetado, podendo causar um colapso total do sistema, em que deixa de funcionar por completo, ou condições onde o sistema continua operando, porém com funcionalidades ou desempenhos inferiores (DA ROSA, 2002).

Não existe uma teoria universal de falha para o caso geral de propriedades de materiais e estado de tensão. Ao longo do tempo, várias hipóteses foram formuladas e testadas levando a práticas aceitas hoje em dia, sendo elas: tensão de cisalhamento máxima, energia de distorção e Coulomb-Mohr para os materiais dúcteis e Tensão normal máxima, Coulomb-Mohr frágil e Mohr modificada para os materiais frágeis (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

2.4.1 Fratura

Tratada como um modo de falha independente do tempo, a fratura pode ocorrer em probabilidades iguais qualquer que seja a vida ou o tempo de uso do componente. Esse processo leva à separação do sólido em duas ou mais partes e pode ser classificada em duas categorias gerais: fratura frágil e fratura dúctil (DA ROSA, 2002).

Uma fratura dúctil se caracteriza por uma deformação plástica visível do material antes da ruptura. No caso de uma ruptura sob tração de materiais dúcteis, a deformação se destaca por uma redução na seção transversal do componente. Já a fratura frágil é configurada por uma propagação de trinca com grandes velocidades com pouca deformação plástica antes da ruptura, mesmo em nível microscópico. Um material pode ter uma ruptura dúctil ou frágil, dependendo da temperatura, estado de tensões e velocidade de carregamento (DA ROSA, 2002).

2.4.2 Fadiga

Com o tempo de uso de componentes, pode-se desenvolver algum tipo de envelhecimento ou desgaste do material que se traduz como uma perda gradativa das propriedades que tornam o material adequado ao uso pretendido em projeto. A fadiga é um processo de redução da capacidade de carga em elementos estruturais que ocorre pela presença de tensões que variam com o tempo. Essas tensões provocam deformações plásticas cíclicas localizadas, levando a deterioração do material que dá origem a uma trinca de fadiga que cresce até atingir tamanho suficiente para provocar a ruptura (DA ROSA, 2002).

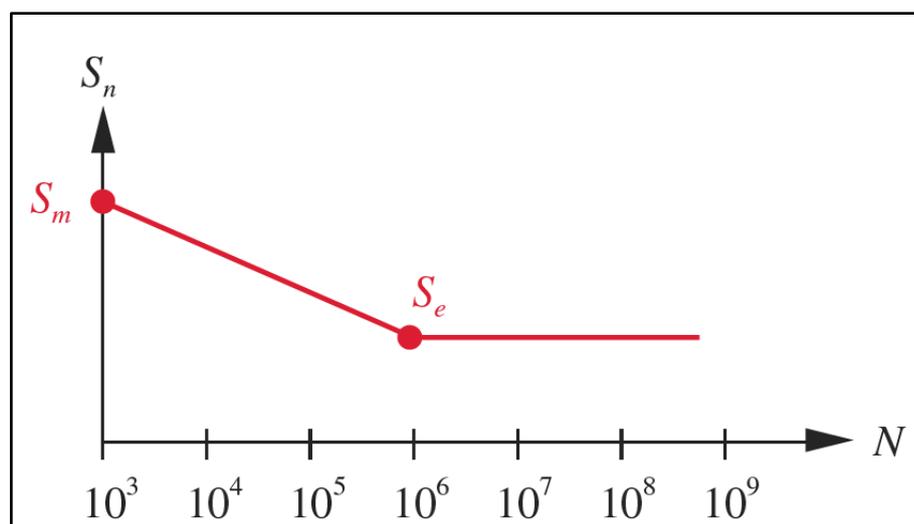
Uma falha por fadiga é visualmente similar a uma fratura frágil, pois suas superfícies são planas e perpendiculares ao eixo de tensão e sem estrição. Porém a fratura por fadiga se diferencia da fratura frágil em suas características, surgindo em três estágios de desenvolvimento. O primeiro estágio é a aparição de microtrincas, devido a deformações plásticas cíclicas, normalmente não discerníveis a olho nu. O segundo estágio progride para macrotrincas formando superfícies de fratura normais à direção de máxima tensão de tração. Durante o carregamento cíclico essas fissuras abrem e fecham. O terceiro estágio ocorre quando a tensão final atuando no material remanescente a seção transversal não consegue suportar as cargas atuantes,

resultando em uma fratura rápida e repentina. Essa fratura de terceiro estágio pode ser frágil, dúctil ou uma combinação de ambas. Com frequência essa falha deixa marcas de praia que apontam para a origem das trincas iniciais (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

A curva de vida, de Wohler ou curva S-N representa a resistência à quebra de um material submetido à tensão totalmente reversa durante um certo número de ciclos. A resistência à fadiga S_f de um ciclo é a mesma que a resistência estática S_{ut} e diminui linearmente com o aumento do número de ciclos até atingir um nível de 10^6 ciclos. Esse nível existe em apenas alguns materiais como aços e ligas de titânio. Este patamar é denominado de limite de resistência a fadiga S_e . Esse limite também é influenciado por diversos fatores como o tipo de sollicitação, acabamento superficial, geometria, temperatura e outros. A Equação 1 demonstra o índice S_m como sendo a resistência do material para 10^3 ciclos para que seja utilizado em um gráfico de alto ciclo S-N como exemplifica a Figura 3 (NORTON, 2013).

$$\text{Para flexão: } S_m = 0,9S_{ut} \quad (1)$$

Figura 3 – Curva S-N estimada para materiais com limite de fadiga



Fonte: Adaptado de Norton (2013)

2.4.3 Teoria de energia de distorção

A teoria de energia de distorção, também chamada de teoria de von Mises, prevê que ocorrerá falha no estado multiaxial de tensões quando a energia de

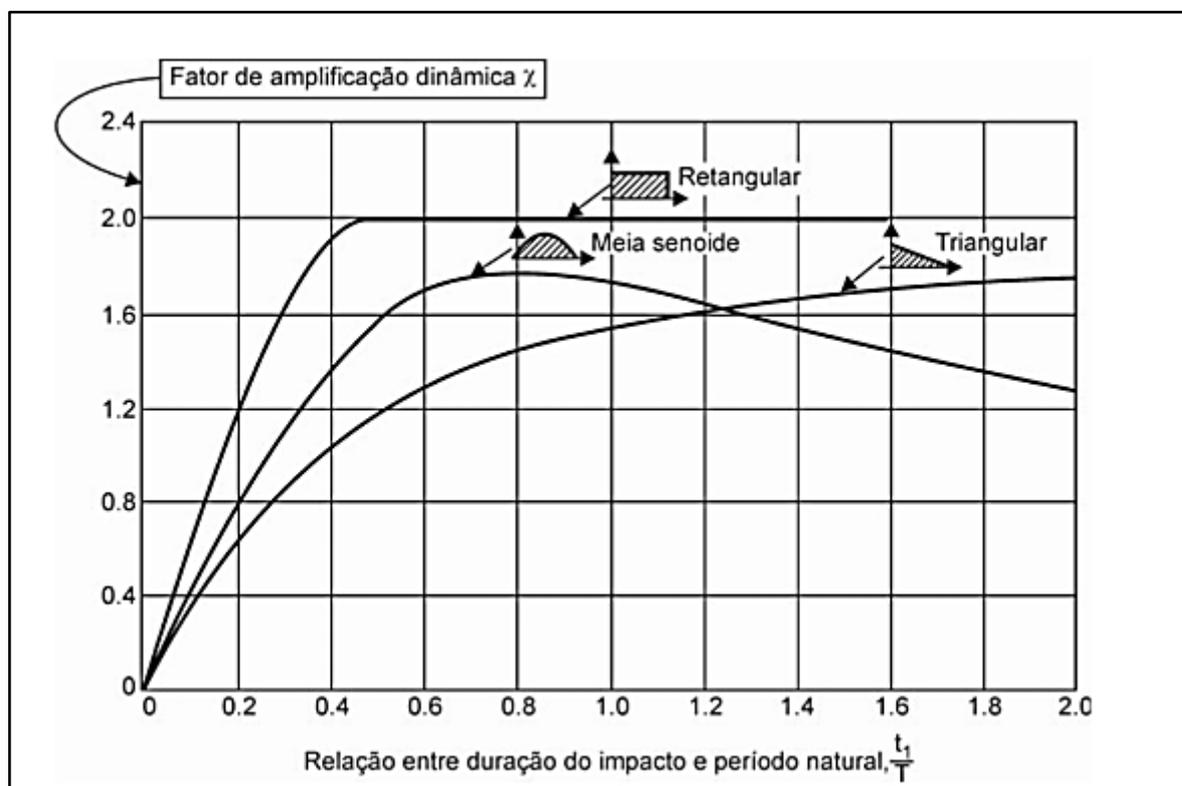
distorção por unidade de volume é igual ou maior a energia por unidade de volume no momento da falha em um teste de tração uniaxial de um corpo de prova do mesmo material (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2010).

A tensão equivalente de von Mises permite tratar casos de tensão multiaxial combinada a tensões de cisalhamento como tensões uniaxiais de tração pura. O valor desta tensão trativa equivale à energia de distorção que seria criada pela combinação das tensões no estado multiaxial (NORTON, 2013).

2.5 ESPECTRO DE CHOQUE

A rápida aplicação de forças em um componente pode causar níveis de tensões elevadas se comparadas a mesma força aplicada gradualmente. Estas cargas aplicadas bruscamente são denominadas de impacto ou choque (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2010).

Figura 4 – Espectro de choque para cargas impulsivas



Fonte: Alves Filho (2008)

Em casos particulares pode ocorrer cargas de impacto que podem deformar o material permanentemente se a tensão ultrapassar o limite de escoamento do material, por isso é fundamental determinar o pico de resposta da estrutura. Conhecendo a resposta do sistema à carga máxima de pulso aplicada estaticamente, pode-se obter a resposta do sistema à carga máxima aplicada estaticamente multiplicada pelo fator de amplificação dinâmico. A Figura 4 demonstra um gráfico com o espectro de resposta de deslocamento que varia conforme o tipo de carga atuante (ALVES FILHO, 2008).

2.6 ESTRIAS

Estrias são elementos utilizados para a união de eixos em cubos, agindo como chavetas para transmitir torques elevados e sob condições severas, como choque ou cargas cíclicas. Por esses motivos, estrias são utilizadas pela indústria automotiva, em que de forma semelhante a chavetas, são padronizadas quanto às suas dimensões principais e seu dimensionamento consiste em determinar o comprimento. A equação 2 demonstra as tensões de compressão atuantes em estrias de perfil paralelo, onde σ_{cat} é tensão de compressão, T o torque atuante no eixo, n o número de estrias, h a altura da estria, L o comprimento e r_n o raio médio da estria. Para a tensão cisalhante, pode-se considerar metade do valor obtido na de compressão (CUNHA, 2005).

$$\sigma_{cat} = 1,33 \frac{T}{h \cdot n \cdot L \cdot r_n} \quad (2)$$

2.7 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Devido a altos avanços tecnológicos e ao aumento da capacidade de processamento dos computadores, *softwares* de análise pelo método de elementos finitos são cada vez mais importantes na indústria em geral.

Independente da forma da estrutura e sua condição de carregamento, o método de elementos finitos se mostra um caminho alternativo aos procedimentos analíticos clássicos através da divisão de sua estrutura em partes separadas distintas

de comprimento finito (elementos) e conectadas entre si em pontos (nós) (ALVES FILHO, 2013).

Hillier e Liebermann (2001), caracterizam um modelo de elementos finitos como uma representação de um sistema real, na qual somente os aspectos relevantes para uma determinada análise de um sistema são considerados.

2.7.1 Análise linear

A análise linear desconsidera cargas dinâmicas, a inércia e o amortecimento aplicado à estrutura, considerando assim as tensões aplicadas somente por carregamentos constantes.

A equação 3 demonstra a relação geral linear entre as forças externas e os deslocamentos nodais em forma matricial. Onde F é a matriz coluna com todas as cargas nodais, K é a matriz de rigidez da estrutura e U a matriz coluna com todos os deslocamentos nodais (ALVES FILHO, 2013).

$$\{F\} = [k].\{U\} \quad (3)$$

2.7.2 Malha

Para abordar análises de aplicações mecânicas em que componentes apresentam características diferentes das soluções analíticas disponíveis, subdivide-se artificialmente o corpo contínuo em um número finito de elementos. Assim, cria-se uma representação aproximada pois, na realidade, esses trechos do corpo não estão conectados apenas por alguns pontos. A escolha do tamanho adequado da malha não é óbvia e depende do conhecimento das propriedades do elemento a ser utilizado para representar o problema. A Figura 5 representa um exemplo de malha (ALVES FILHO, 2013).

Figura 5 – Malha de elementos finitos de um componente mecânico



Fonte: Alves Filho (2013)

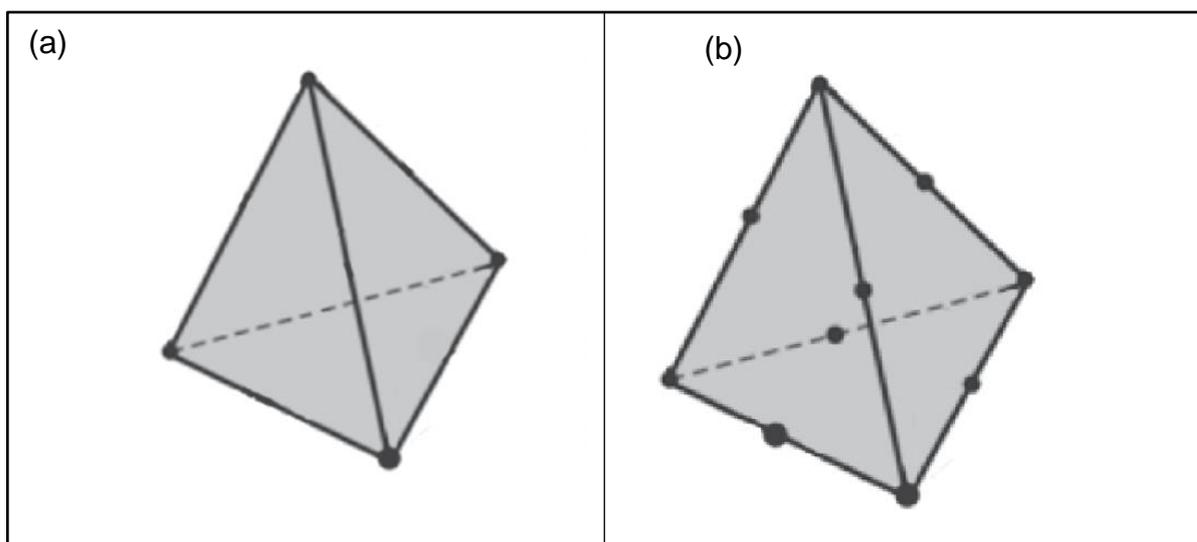
2.7.3 Elementos sólidos

Geometrias sólidas de espessura variável podem ser analisadas pelo método de elementos finitos através do uso de três tipos de elementos, sendo eles os elementos hexaédricos, tetraédricos lineares e tetraédricos parabólicos.

Elementos hexaédricos possuem a forma de paralelepípedos e apresentam 3 graus de liberdade por nó totalizando 24 graus de liberdade. Estes elementos podem gerar malhas defeituosas em geometrias complexas. Já elementos tetraédricos lineares podem representar qualquer corpo contínuo sólido, possuindo porém, 12 graus de liberdade o que significa que é necessário um maior número de elementos para representar o espectro de tensões (ALVES FILHO, 2013).

Elementos sólidos tetraédricos parabólicos são uma divisão de um corpo com uma geometria em três dimensões. Esse elemento possui nós em suas extremidades e nas regiões centrais de suas arestas conforme indica a Figura 6. Isso permite aumentar o número de graus de liberdade por elemento para 30, proporcionando um cálculo mais acurado das deformações internas ao elemento e, por consequência, suas tensões (ALVES FILHO, 2013).

Figura 6 – Elemento tetraédrico parabólico linear (a) e parabólico (b)



Fonte: Adaptado de Alves Filho (2013)

2.9 TRABALHOS CORRELATOS

Alberti (2018) elaborou uma análise e o desenvolvimento de uma caixa de redução para o veículo Mini Baja da equipe Bajagual da Universidade de Caxias do Sul campus Bento Gonçalves. Devido a equipe ser eliminada da competição pela quebra da caixa de redução, o autor realizou um novo projeto de dimensionamento da caixa, construindo um componente mais robusto, pesando 125% a mais que o antigo projeto, atingindo um excelente desempenho na competição com poucos sinais de desgaste nos dentes. O autor concluiu que o projeto antigo havia sido mal dimensionado, com coeficientes de fratura por fadiga menores do que 1, ocasionando a ruptura de dentes sem um desgaste prévio. O novo projeto atende a necessidade da competição.

Sobral (2015) realizou o projeto de um diferencial no sistema de *powertrain* no veículo mini BAJA da equipe Piratas do Cerrado da Universidade de Brasília. O autor definiu diversos modelos do dispositivo e optou por um diferencial bloqueável, dimensionando as engrenagens utilizando conceitos para transmissão de torque de autores consagrados de engenharia. O autor concluiu que o projeto seria viável para o veículo da equipe aumentando seu desempenho em provas dinâmicas.

Castro (2005) realizou um estudo sobre critérios de projeto para engrenagens helicoidais aplicadas em transmissões mecânicas veiculares. O autor

avalia o quanto os cálculos de engrenagens são efetivos em estimar a vida de um par engrenado e enfatiza a necessidade de realizar testes práticos para identificar modos de falha que não foram previstos em projeto. Concluiu-se que os métodos apresentados pelas normas padronizadas como a DIN cobrem a maior parte das variáveis que influenciam na vida de um par de engrenagens, porém, os esforços calculados não necessariamente são esforços reais atuantes nos dentes.

Singh (2008) propôs um sistema de travamento de diferencial através de freios de forma automática, utilizando sensores de rotação nas rodas que enviam um sinal elétrico quando a razão entre as velocidades passa de um limite pré-estabelecido, como por exemplo quando uma roda perde tração. Com esse sinal, um freio hidráulico ou pneumático é acionado na roda com menos atrito e mais torque é direcionado para a roda com aderência. O autor chegou a conclusão que a efetividade desse dispositivo seria igual ou maior que os diferenciais autobloqueáveis no mercado, utilizando cerca de 50% do investimento necessário.

Veeranjaneyulu e Babu (2012) desenvolveram um estudo sobre conjuntos diferenciais transmitindo torque a diversas rotações e produzidos com diferentes materiais como liga de aço, ferro fundido e liga de alumínio. Concluiu-se que a liga de alumínio é estruturalmente segura para um diferencial, resultando em tensões menores do que em ligas de aço e ferro fundido. Analisando por elementos finitos, as vibrações são menores nas ligas de alumínio do que em qualquer outro material, devido a sua baixa frequência natural. Além disso, o peso do conjunto pode ser reduzido em quase 3 vezes devido a menor densidade da liga.

Piyabongkarn et al. (2006) desenvolveram, em parceria com a *Eaton Corporation* e da *SAE International*, um diferencial de deslizamento limitado eletrônico com o objetivo de alcançar maior estabilidade, tração e controle de movimentos bruscos. Para elaborar esse dispositivo os autores utilizaram de um diferencial aberto comercial e adicionando pratos de embreagem entre as engrenagens planetárias para limitar o deslizamento das mesmas através de um controlador eletrônico inteligente. Esse limite resulta em um torque resistivo entre os eixos de tração que os força a girarem juntos. Os resultados das simulações elaboradas pelos autores demonstram efetividade no uso do dispositivo controlado por um algoritmo.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

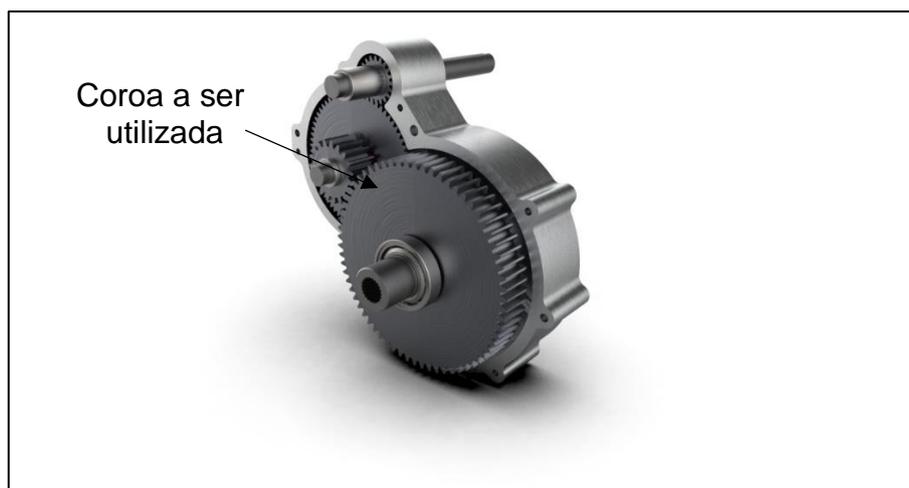
Neste capítulo serão apresentadas informações relevantes ao trabalho, como a situação atual do veículo, funcionamento atual do *powertrain*, entre outros fatores que são necessários conhecer para o desenvolvimento das análises a serem realizadas. Além disso, será abordada a metodologia utilizada para as análises dos componentes e materiais aplicados.

3.1 OBJETO DE ESTUDO

Este trabalho teve o objetivo de aprimorar o sistema de transmissão de potência do veículo Mini BAJA da equipe Bajagual para que permita diferença de velocidade entre as rodas traseiras utilizando um diferencial. Permitindo tal diferença é possível realizar curvas com arcos menores e mantendo contato com o chão a todo o momento, garantindo maior estabilidade ao carro.

O projeto utilizou da coroa de saída existente como suporte do conjunto, como demonstra a Figura 7. As dimensões máximas do projeto respeitam as condições impostas por esta engrenagem.

Figura 7 – Caixa de redução atual da equipe

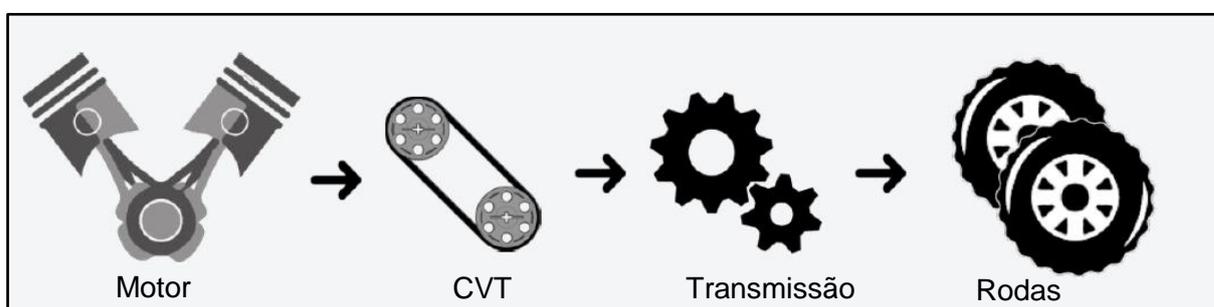


Fonte: Autor (2019)

Para realizar um estudo de aplicação de um diferencial em veículo baja é necessário primeiro entender como o veículo funciona sem esse sistema e quais mudanças são necessárias para que o projeto possa ser implementado com sucesso.

O veículo do projeto do ano 2018 possui uma ordem de transmissão de potência como mostra a Figura 8, utilizando um eixo rígido que transfere torque para ambas as rodas ao mesmo tempo, impossibilitando diferenças de velocidade entre as mesmas.

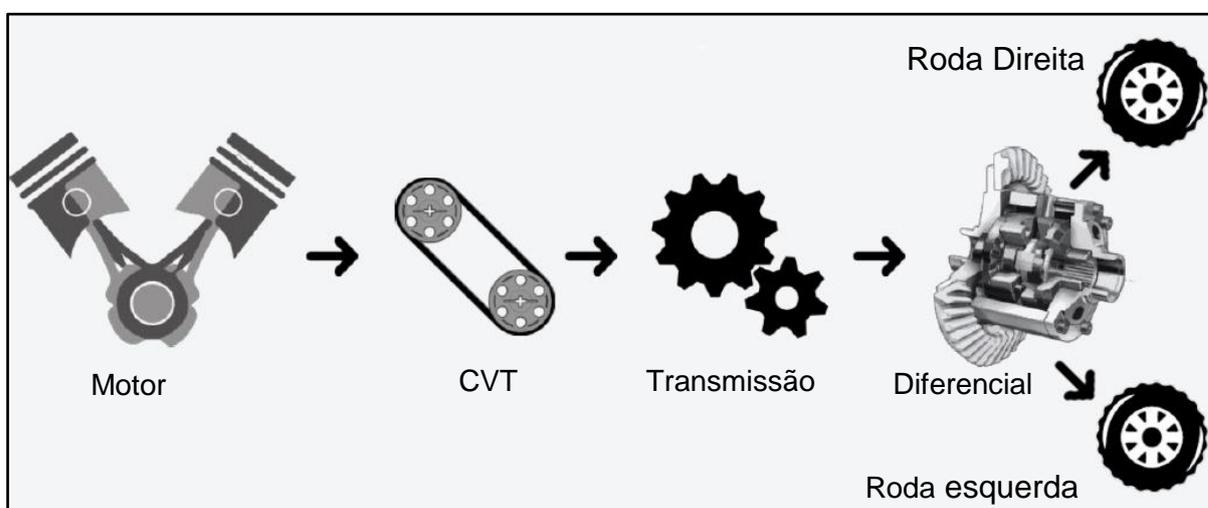
Figura 8 – Sistema atual de transmissão de potência



Fonte: Autor (2019)

O novo projeto consiste em implementar o diferencial após a caixa de redução, retirando o eixo rígido e substituindo-o pelo engrenamento que possibilita rotações diferentes para cada roda. A Figura 9 demonstra o novo sistema de transmissão de potência.

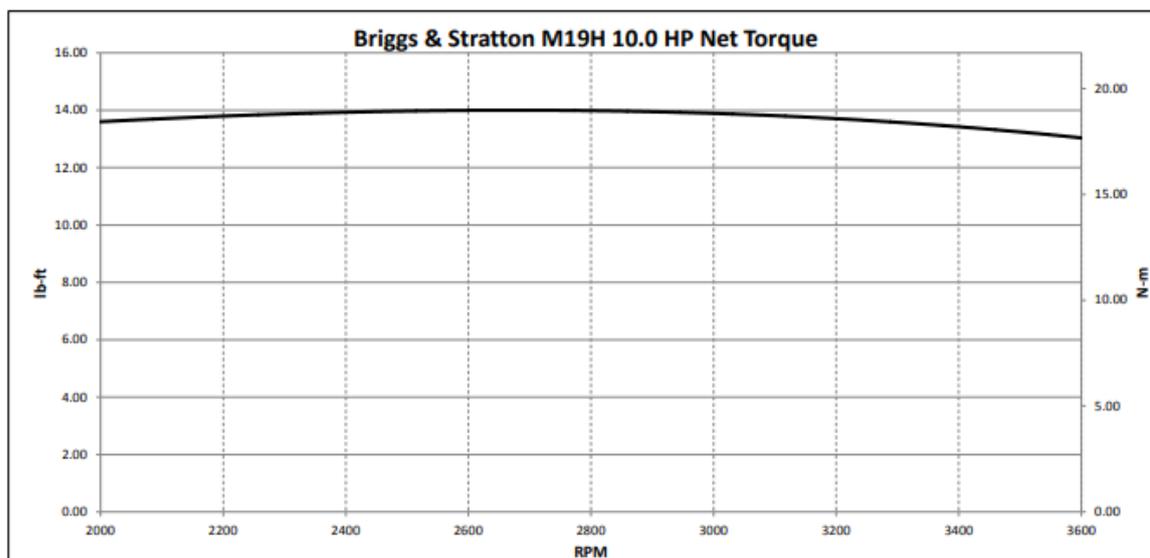
Figura 9 – Sugestão de novo sistema de transmissão de potência



Fonte: Autor (2019)

O motor utilizado no veículo baja, e conseqüentemente nos cálculos desse trabalho, é o modelo 19H da Briggs & Stratton com uma potência nominal de 10HP. A Figura 10 mostra um gráfico com a curva de torque para esse modelo de motor onde é indicado um torque máximo de aproximadamente 18 Nm a 2600 rpm.

Figura 10 – Curva de potência do motor Briggs & Stratton Modelo 19



Fonte: www.briggsracing.com

O carro da equipe além de possuir uma transmissão mecânica, possui também uma transmissão continuamente variável ou CVT (*continuously variable transmission*). Segundo o fabricante, a maior redução possível com o conjunto é de 3,71:1 quando a transmissão sai do repouso.

3.2 SELEÇÃO DO MODELO

Visando o melhor custo benefício para a equipe Bajagual da Universidade de Caxias do Sul Campus Região dos Vinhedos, foram analisados quatro tipos de diferenciais, cada um apresentando seus prós e contras que devem ser avaliados para atender às necessidades do veículo da equipe.

O modelo Torsen® propõe um conjunto de coroas e sem-fim para mecanicamente permitir uma diferença de velocidades entre as rodas. Devido a forma como é construído, impede que somente uma roda receba a maior parte do torque, impossibilitando problemas de tração. Esse modelo seria ideal por ter travamento

automático, porém possui usinagem complexa e de precisão elevando o custo de produção acima do adequado para a equipe, além de possuir um peso acima do desejável.

O conjunto diferencial aberto é o mais simples e fácil de encontrar no mercado a valores acessíveis à equipe, cumprindo com eficácia a tarefa exigida. Porém, possui a falha de permitir perdas de tração em situações comuns para um veículo fora de estrada, o que tornaria o sistema falho.

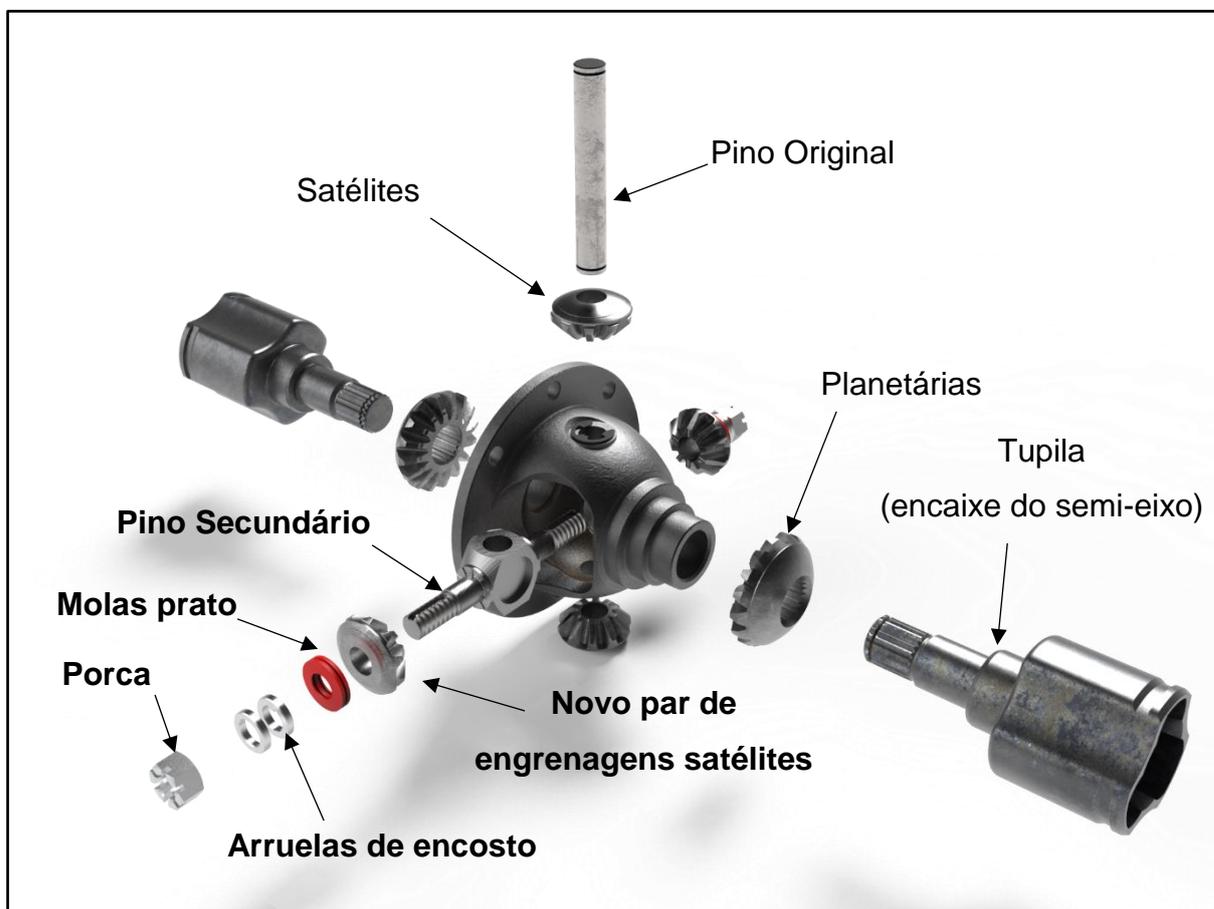
Um diferencial com bloqueio manual funcionaria como um diferencial aberto e, quando trancado, como um eixo rígido. Porém, necessita de um acionamento por parte do piloto, para que seja válido seu uso na competição. Esse tipo de mecanismo é o mais utilizado em veículos comerciais junto a acionamentos pneumáticos, elétricos ou hidráulicos. Essa condição faz com que haja uma grande quantidade de peças para funcionar quando comparado ao sistema aberto, tornando o peso e custo inviáveis à equipe.

Uma opção analisada foi o uso de um diferencial do tipo aberto, porém com modificações para que trave em determinadas condições. Com esse objetivo, adicionou-se um batente à um dos dentes das engrenagens planetárias, como mostram as Figura 27 e 28 no Apêndice A. Esse detalhe faz com que o conjunto permita uma diferença de rotação entre as rodas, porém de forma limitada. Assim, o conjunto de engrenagens trava ao ser solicitada uma rotação maior que a permitida mecanicamente devido a impossibilidade de encaixe dos dentes, tornando-se um sistema de fácil aplicação e baixo custo de produção. Porém, com uma limitação de permitir somente 540° de diferença angular entre as rodas, esse modelo foi descartado devido à natureza das pistas da competição serem de circuito fechado, o que faria com que o diferencial travesse mais vezes que o desejado. A Figura 29 do Apêndice A exemplifica a característica de uma pista de circuito fechado.

A solução encontrada foi o uso do diferencial do tipo aberto, porém com modificações para que atue como um diferencial de deslizamento limitado. Com esse objetivo, adicionaram-se duas engrenagens satélites no conjunto trabalhando sobre a pressão de molas prato, o que fazem com que necessite de mais resistência de atrito nas rodas para que o mecanismo atue. Isso impede que o veículo fique preso em situações quando uma roda perde o contato com o solo ou quando há pouca fricção. A Figura 11 exibe uma vista explodida da montagem do diferencial modificado com as

peças adicionadas em destaque, além disso o Apêndice C demonstra os desenhos técnicos do conjunto.

Figura 11 – Conjunto diferencial aberto modificado



Fonte: Autor (2019)

3.3 MATERIAIS UTILIZADOS

Para a execução do projeto, foi utilizado um diferencial de veículo Ford Ka 1.6 2009, doado pela Universidade de Caxias do Sul para que seja aplicado ao veículo BAJA. O conjunto é composto por quatro engrenagens cônicas de dentes retos, duas com 16 dentes (planetárias) e duas com 10 (satélites). Além disso, também compõe o sistema uma carcaça para alojamento das engrenagens e um pino para garantir a posição de montagem. A Figura 12 mostra as peças a serem avaliadas nesse trabalho.

Figura 12 – Conjunto diferencial de um Ford Ka



Fonte: Autor (2019)

Como trata-se de um conjunto comercial de um fabricante internacional, informações referentes ao material de fabricação e tratamentos térmicos não estão disponíveis para consulta. Por isso, foram realizados testes de dureza para avaliar a resistência dos materiais e com isso foram comparados os resultados obtidos com os esforços esperados no sistema.

3.4 ENSAIOS DE DUREZA INTERNA

Para medir a resistência do material à deformação plástica localizada, utilizou-se o ensaio de dureza Rockwell C conforme a norma ABNT NBR 6508-1 onde um endentador é forçado contra a superfície do material sob condições controladas de carregamento. Para medir a dureza, observou-se o tamanho e profundidade da endentação e relacionou-se com um número de dureza. Quanto mais macio o material, mais larga e profunda é a endentação, resultando em menor dureza. As endentações foram realizadas na cabeça dos dentes das engrenagens visto que não foi possível avaliar a dureza no flanco dos dentes devido a limitação do equipamento e dificuldade de acesso para realizar a medição no local.

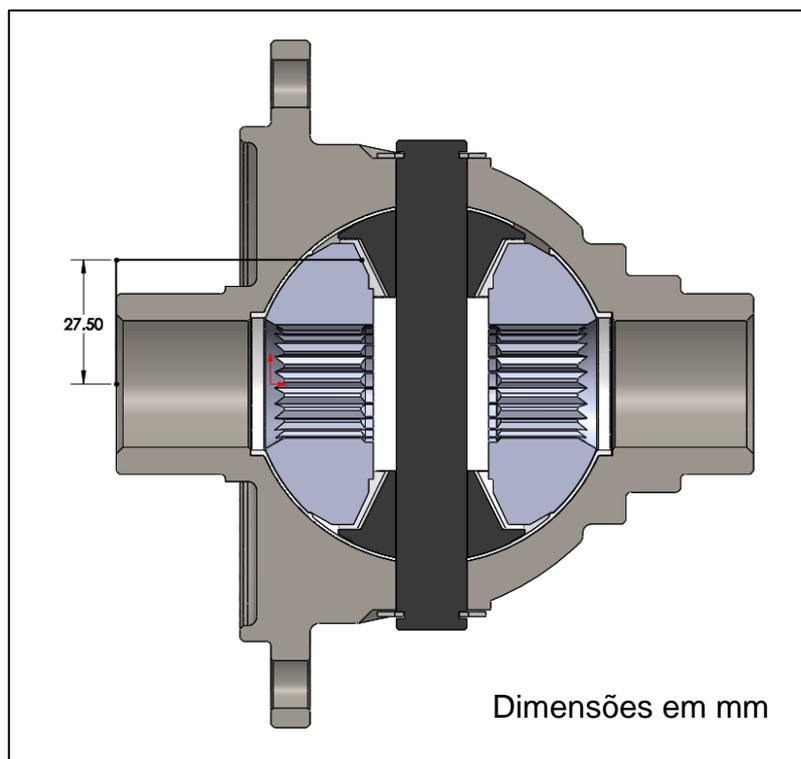
3.5 ANÁLISE DAS TENSÕES EM UM DIFERENCIAL

Com o intuito de se obter um parâmetro para as análises no veículo Baja da equipe, foram elaboradas duas aplicações diferentes. Uma para o veículo em qual o conjunto diferencial pertence originalmente, e outra para o Baja. Desta forma, é possível criar uma percepção da magnitude das tensões esperadas para os componentes de um diferencial comercial e compará-las à aplicação no carro da equipe.

3.5.1 Análise de tensões nas engrenagens

Para realizar a análise de tensões atuantes sobre as engrenagens, utilizou-se dos conceitos de Mashadi e Crolla (2012) de que o torque em cada eixo é dividido pela metade em um diferencial. Assim a carga atuante nas engrenagens pode ser obtida dividindo-se o torque em cada eixo pelo braço de alavanca formado entre o centro da coroa de transmissão e o ponto médio de contato dos dentes, como indica a Figura 13.

Figura 13 – Medição da alavanca causada pela geometria diferencial

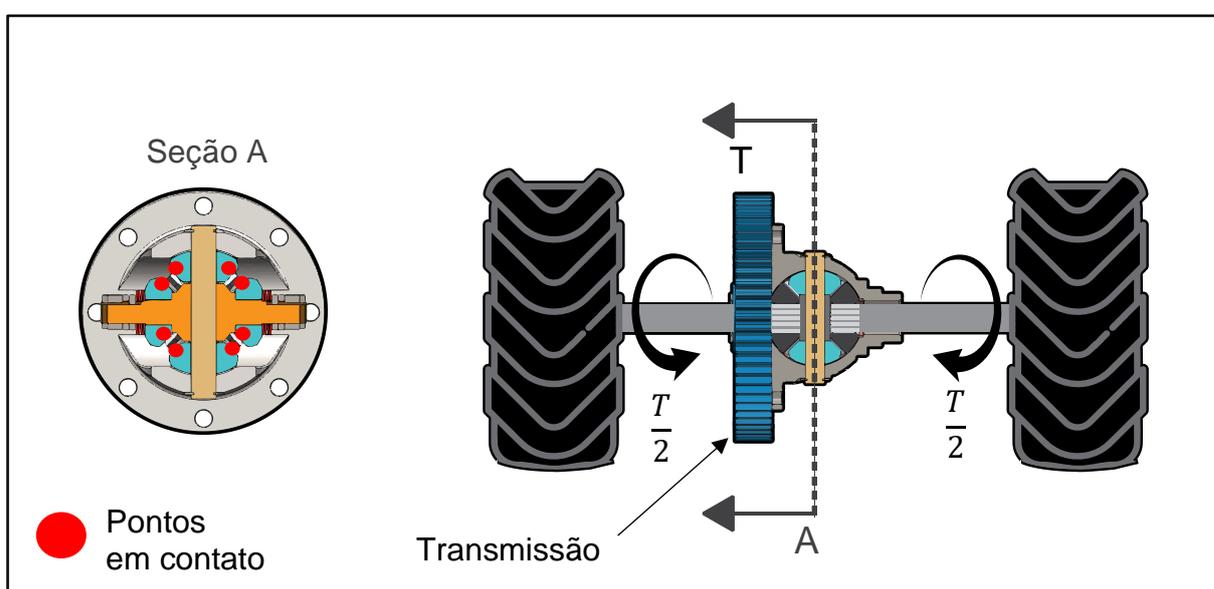


Fonte: Autor (2019)

Pelo motivo de que os pinhões do conjunto atuam como chavetas transferindo o torque no eixo para as coroas ligadas às rodas, a força encontrada é dividida pelo número de engrenagens satélites do conjunto. A Figura 14 exemplifica essa metodologia.

O comportamento de um diferencial de deslizamento limitado pode gerar situações em que o torque é transferido integralmente à uma única roda, como, por exemplo, em casos onde uma roda perde contato com o solo. Por esta razão também devem ser considerados os esforços provenientes deste acontecimento.

Figura 14 – Divisão das cargas provenientes do torque



Fonte: Autor (2019)

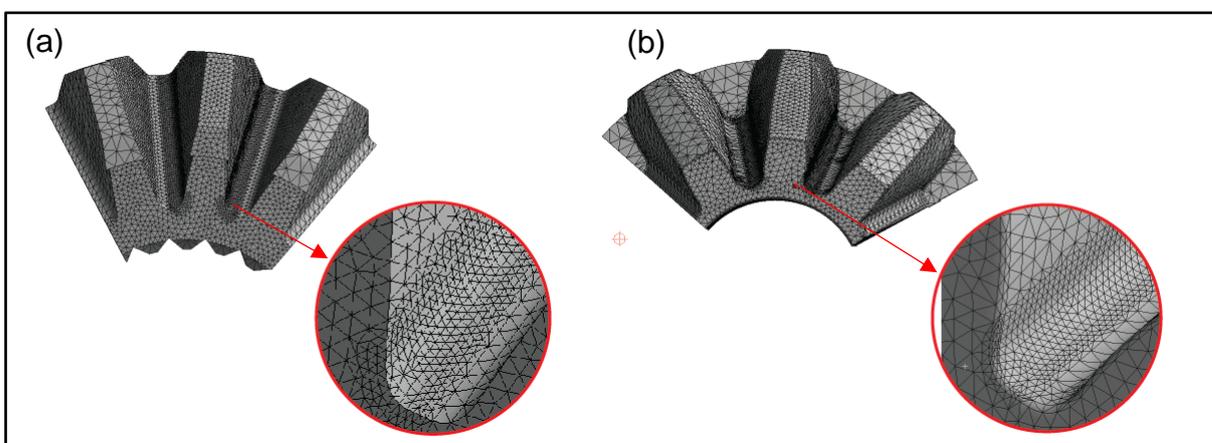
A carga gerada pelo *powertrain* do veículo Baja da equipe pode ser encontrada utilizando o torque máximo no motor de 18 Nm a 2600 rpm, a redução máxima da CVT de 3,71 e a redução máxima da transmissão de 12. Assim, obtêm-se um torque máximo de aproximadamente 800 Nm, que se divide entre os dois eixos e, devido a existência de 4 engrenagens satélites, gera uma força máxima teórica de aproximadamente 3,65 kN por dente. Para o caso de uma roda receber o torque integral da transmissão, a força em um único dente sobe para 7,3 kN.

O veículo Ford Ka possui um torque máximo no motor de 143 Nm a 4500 rpm e uma relação de marchas de 3,57 para a primeira marcha e 3,82 no conjunto diferencial conforme indica o manual do veículo no anexo C. Com isso, obtêm-se um

valor de torque final de 1933 Nm. Porém, agora, com somente 2 engrenagens satélites, gerando uma força atuante em cada dente de 17,57 kN.

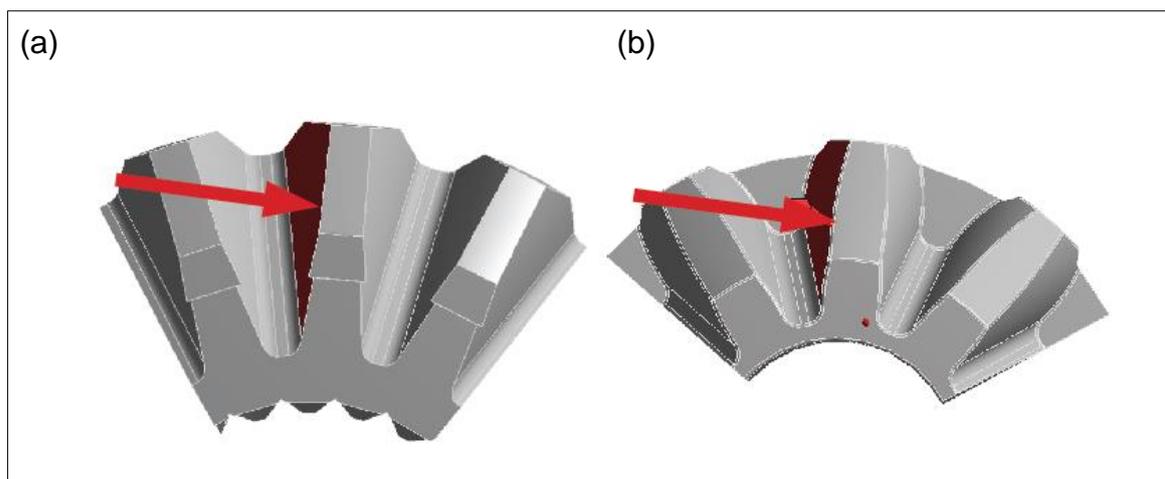
Através de uma análise de elementos finitos utilizando o *software* Ansys versão 18.1, criou-se uma geometria de elementos tetraédricos parabólicos devido a sua geometria complexa contemplando três dentes de cada engrenagem subdivididos em 46639 elementos para a planetária e 41168 elementos para a satélite. Os tamanhos variam de 1 mm em regiões de baixa importância até 0,2 mm em regiões de interesse conforme a Figura 15. A Figura 16 indica a direção da força aplicada à geometria.

Figura 15 – Malha da engrenagem planetária (a) e da engrenagem satélite (b)



Fonte: Autor (2019)

Figura 16 – Cargas aplicadas às engrenagens planetárias (a) e satélites (b)



Fonte: Autor (2019)

O par de engrenagens planetárias também foi avaliado com os métodos analíticos abordados no Capítulo 2 para obter as tensões de esmagamento nas estrias a fim de verificar se o torque poderá ser devidamente transmitido pelo conjunto. O torque utilizado para este cálculo é referente à cada engrenagem planetária, ou seja, metade do torque de saída da transmissão.

3.5.2 Análise de tensões dos pinos

O pino do conjunto é o componente responsável por transferir o torque para as engrenagens satélites e, por fim, para as rodas. Devido a sua montagem na carcaça, pode-se avaliar os esforços como cisalhamento simples puro. Com as modificações realizadas, o torque atuante agora é dividido entre os dois pinos existentes.

Para a análise do pino original aplicado ao Baja, utilizou-se metade do torque do veículo (400 Nm) aplicado às faces em contato com as engrenagens e uma restrição às faces onde há contato com a carcaça. Já no pino secundário foi aplicado o mesmo torque, porém restringido nas faces em contato com o pino original.

Já para a aplicação no Ford Ka, a análise contou com o uso somente do pino original com o torque de 1566 Nm aplicado à peça.

Através do *software* Ansys versão 18.1 a malha foi gerada utilizando elementos tetraédricos parabólicos e refinada em pontos de interesse resultando em 69052 elementos para o pino original e 147088 elementos para o pino secundário gerando as malhas indicadas pela Figura 17. A Figura 18 indica a carga e direção do torque aplicado às geometrias.

Figura 17 – Malha do pino original (a) e do pino secundário (b)

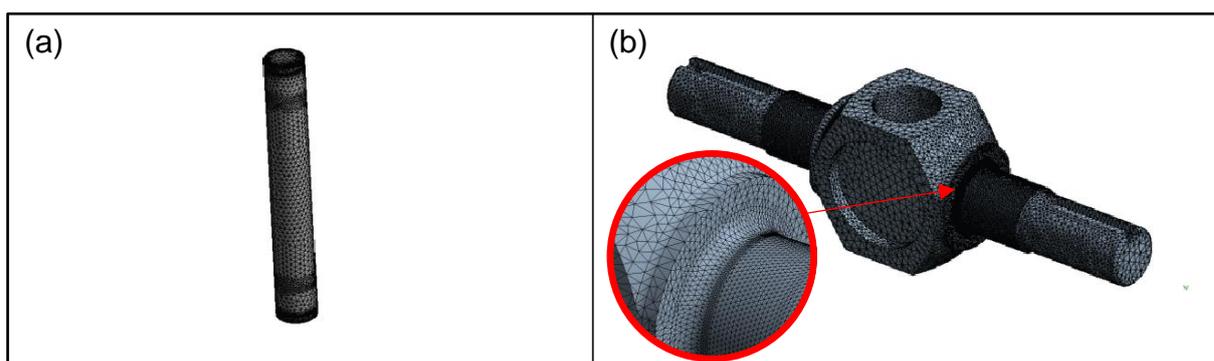
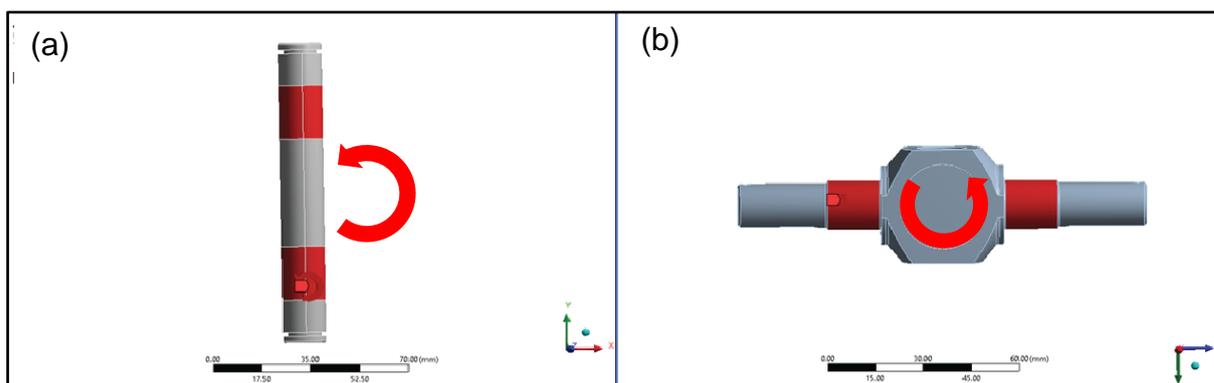


Figura 18 – Cargas aplicadas ao pino original (a) e ao pino secundário (b)

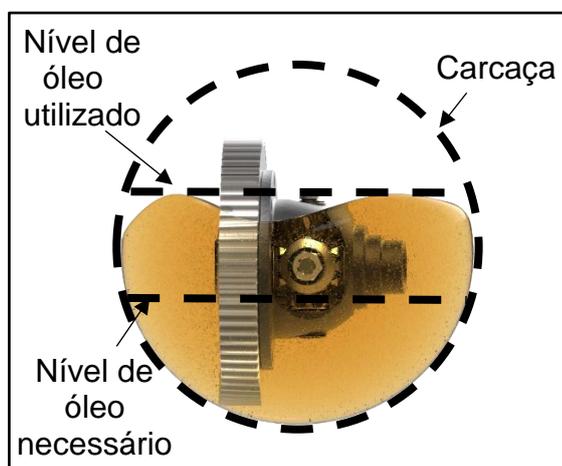


Fonte: Autor (2019)

3.7 LUBRIFICAÇÃO

A lubrificação do conjunto diferencial deve seguir as mesmas condições do que engrenagens de transmissão. Deve-se evitar ao máximo uma lubrificação de contorno onde há contato metal com metal, e sim optar por uma situação elasto-hidrodinâmica. Por isso foi escolhido o uso de lubrificantes para engrenagens como o 75W80 comumente utilizado em transmissão automotiva. Devido à natureza dinâmica do sistema, seria possível utilizar um baixo nível de óleo já que o sistema rotaciona e lubrificaria os componentes de forma homogênea durante seu funcionamento. Porém, devido ao conjunto estar montado dentro da caixa de transmissão, há a necessidade de lubrificação de todas as engrenagens em movimento. Por esta razão o diferencial terá que trabalhar imerso em óleo como demonstra a Figura 19.

Figura 19 – Nível de óleo para lubrificação do conjunto



Fonte: Autor (2019)

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados das análises realizadas a partir dos conceitos abordados no Capítulo 3, buscando valores de referência para o limite de resistência a tração e avaliando os esforços aplicados aos componentes do diferencial com as cargas do veículo Ford Ka e do Baja da equipe Bajagual.

4.1 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE DUREZA INTERNA

Os resultados obtidos do ensaio de dureza Rockwell C podem ser observados nas Tabelas 1, 2 e 3. Houveram problemas para realizar medições na engrenagem satélite devido a sua geometria, por conta disso, foram realizadas apenas 3 medições desta peça.

A média dos valores encontrados em HRc foram então convertidos para um limite de resistência a tração em MPa através da interpolação dos valores encontrados no Anexo B retirado da bibliografia de Norton (2013).

Tabela 1 – Ensaio de dureza das engrenagens planetárias

Ensaio de dureza das engrenagens planetárias						
	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	Medição 5	Média
Dureza interna (HRc)	56	55	54	56	56	55,4
Limite de resistência à tração (MPa)	2117					

Fonte: Autor (2019)

Tabela 2 – Ensaio de dureza das engrenagens satélites

Ensaio de dureza das engrenagens satélites						
	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	Medição 5	Média
Dureza interna (HRc)	53	51	54	-	-	52,7
Limite de resistência à tração (MPa)	1931					

Fonte: Autor (2019)

Tabela 3 – Ensaio de dureza do pino original

Ensaio de dureza do pino original						
	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	Medição 5	Média
Dureza interna (HRc)	57	57	58	57	58	57,4
Limite de resistência à tração (MPa)	2280					

Fonte: Autor (2019)

Tabela 4 – Valores adotados de resistência dos componentes

Valores adotados de resistência dos componentes				
	Limite de resistência à tração S_{ut} (MPa)	Limite de resistência ao escoamento S_y (MPa)	Limite de resistência à fadiga S_e (MPa)	Limite de resistência à cisalhamento S_{us} (MPa)
Engrenagem satélite	1931	1931	380	-
Engrenagem planetária	2117	2117	380	-
Pino original	2280	2280	-	1300

Fonte: Autor (2019)

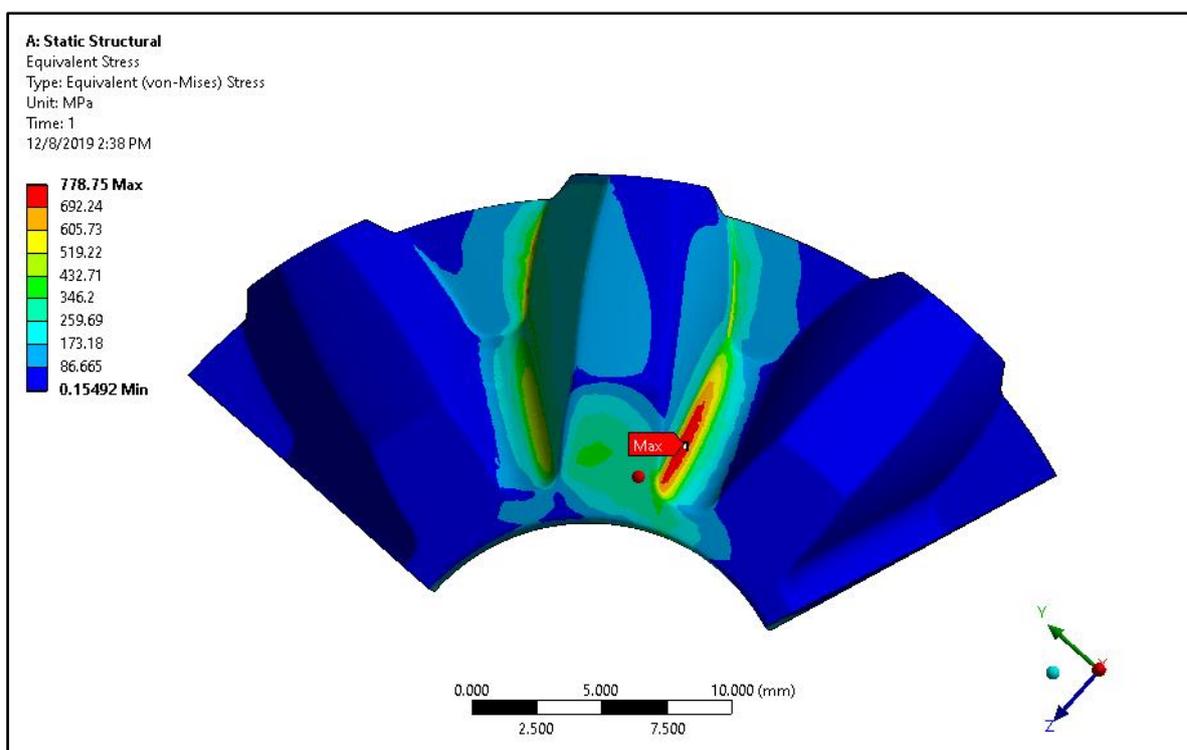
Com a obtenção dos valores de resistência e dureza dos componentes, é possível comparar os resultados das tensões atuantes nos componentes com os valores estipulados por Norton (2013) no Anexo A para a resistência a fadiga de engrenagens levando em consideração uma confiabilidade 99%. Também é possível comparar as tensões cisalhantes no pino com seu limite de resistência a tração corrigido para cisalhamento. Dessa forma, foram adotados limites aproximados de 380 MPa para a resistência à fadiga das engrenagens e de 1300 MPa para o limite de resistência ao cisalhamento do pino. Para avaliar os efeitos de tensões derivadas de impactos, utilizou-se o limite de resistência ao escoamento como aproximadamente o mesmo valor do que a resistência à tração dos componentes, haja visto que é esperado que o material escoe em tensões muito próximas a ruptura devido a sua dureza elevada.

4.2 TENSÕES NAS ENGRENAGENS APLICADAS AO FORD KA

Como pode-se observar nas Figuras 20 e 21, os valores máximos de tensão equivalente de von Mises para o esforço aplicado são de 778 MPa para as engrenagens satélites e 907 MPa para as engrenagens planetárias. Gerando um fator de segurança de 0,48 e 0,41 respectivamente quando comparado ao S_e .

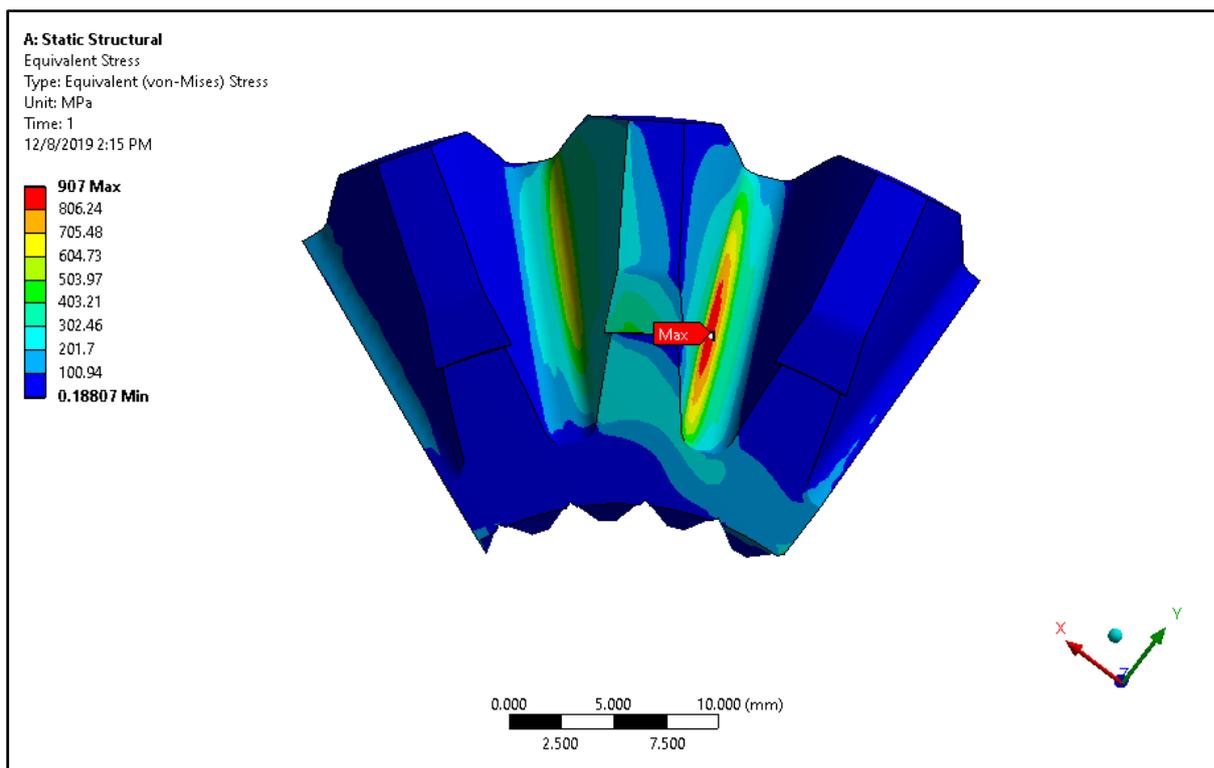
Os resultados obtidos para essa análise demonstram tensões acima do limite de resistência sob fadiga do material. Porém, devido ao funcionamento de um veículo à combustão, os valores de torque teórico máximo atuam sobre o conjunto esporadicamente. A possibilidade de o veículo alcançar a rotação em que motor fornece o torque máximo durante a utilização da primeira marcha é uma ocorrência eventual que mesmo quando analisada em um gráfico de vida sob tensão dos componentes, ainda é muito próximo do número de ciclos considerados como vida infinita como é exemplificado na Figura 21. Como o diferencial pertence à um veículo comercial, é esperado que o fabricante tenha disponível históricos de aplicação de carga nos componentes que justifiquem a escolha de uma geometria que em teoria pode falhar sob fadiga.

Figura 20 – Tensão máxima na engrenagem satélite aplicada ao Ford Ka



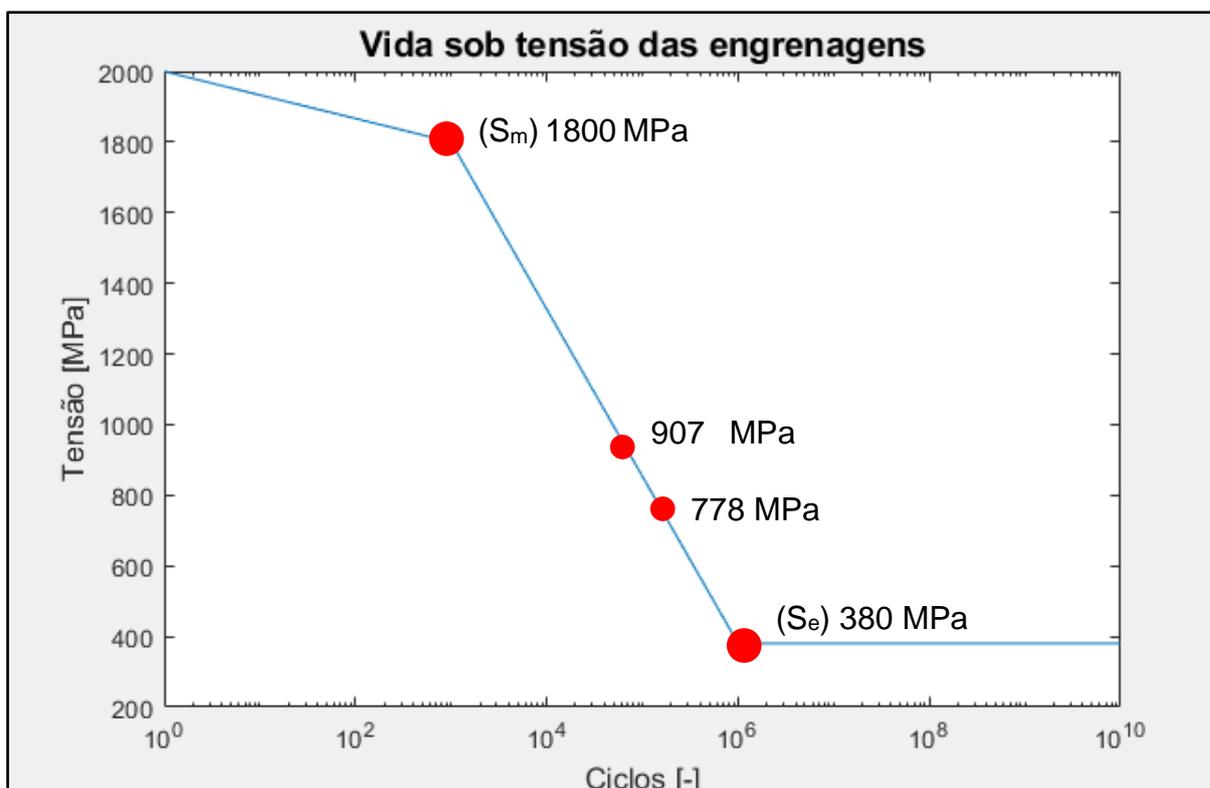
Fonte: Autor (2019)

Figura 20 – Tensão máxima na engrenagem planetária aplicada ao Ford Ka



Fonte: Autor (2019)

Figura 21 – Gráfico da vida sob tensão das engrenagens sofrendo torque máximo



Fonte: Autor (2019)

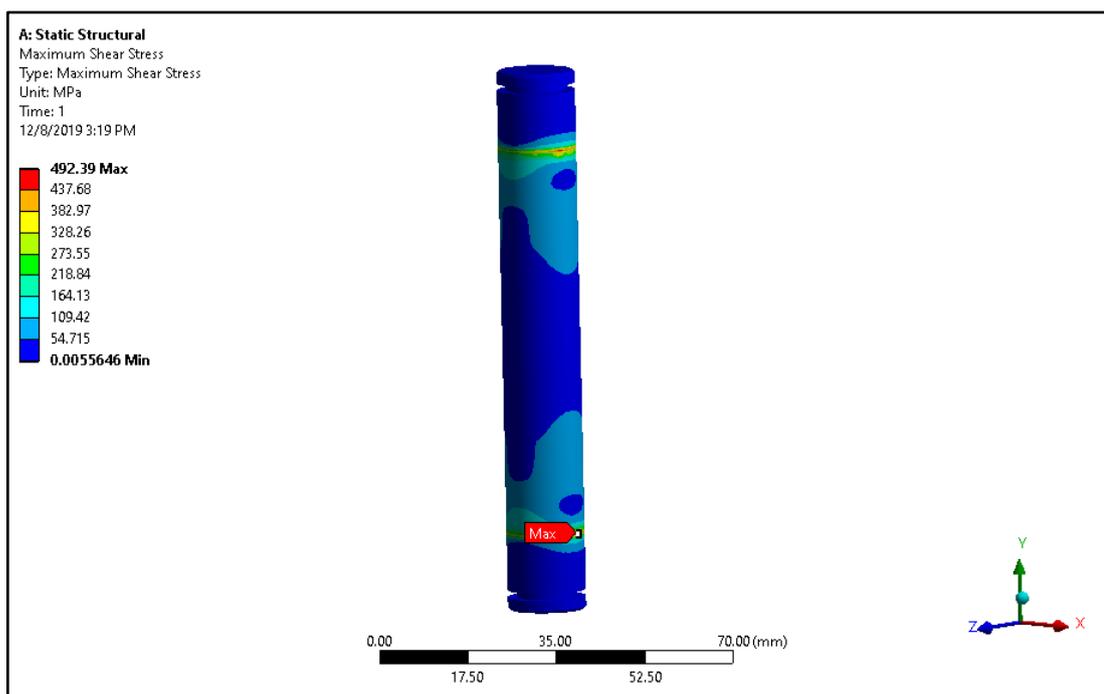
A fim de avaliar as tensões de impacto nas engrenagens como durante arrancadas ou frenagens do veículo, pode-se utilizar a Figura 4 para obter um fator de amplificação dinâmica. Como não é possível medir o tipo de carga sobre as engrenagens, foi adotado o fator mais crítico, de carga retangular, que duplica a tensão estática. Neste caso o choque gera uma carga de 1814 MPa na engrenagem planetária e 1556 MPa na engrenagem satélite, gerando fatores de segurança estáticos de 1,45 e 1,53 respectivamente quando comparado ao S_y .

O valor obtido para as tensões de esmagamento nas estrias é de aproximadamente 64 Mpa, o que segundo Cunha (2005) indica que para um ajuste permanente com um material não tratado termicamente, gera um fator de segurança de 1,56.

4.3 TENSÕES NO PINO APLICADO AO FORD KA

A Figura 22 indica resultados de tensões cisalhantes máximas no pino original de 492 MPa, o que, comparado ao limite de resistência ao cisalhamento, gera um fator de segurança de aproximadamente 2,66 quando comparado ao S_{US} indicando que a peça tem condições de suportar o carregamento.

Figura 22 – Validação da análise para o pino original

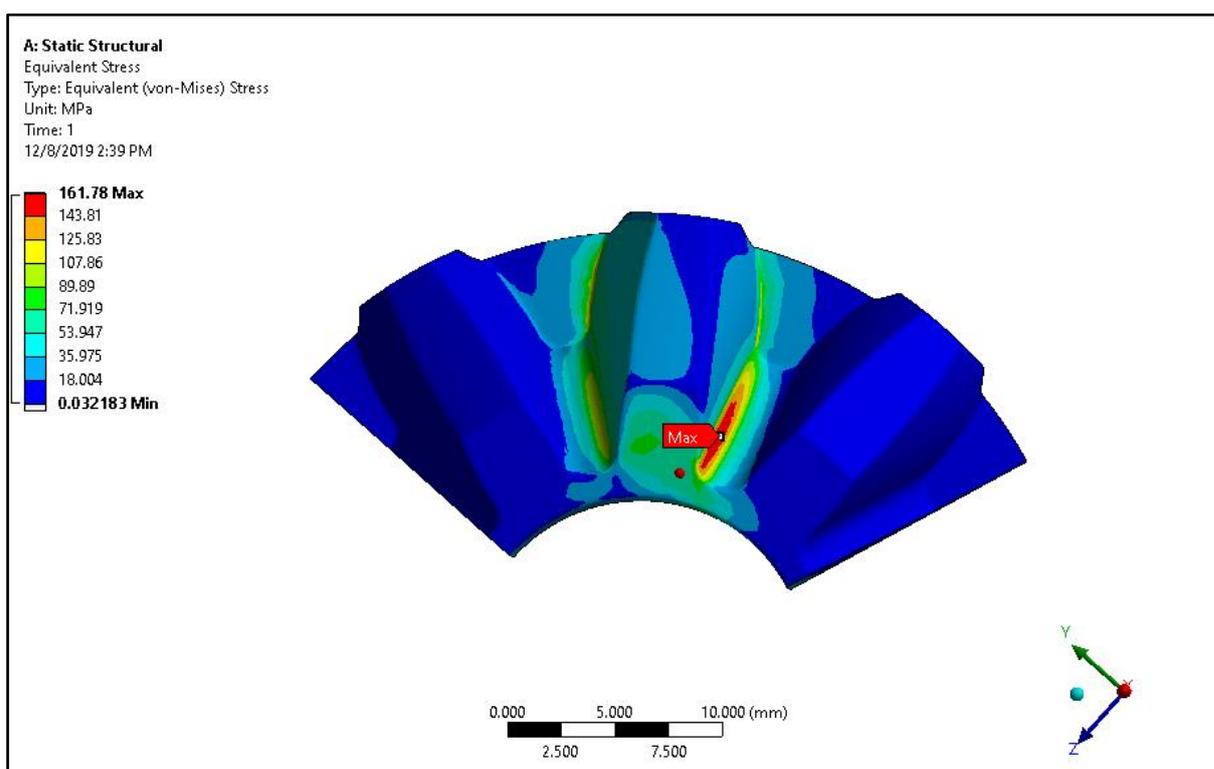


Fonte: Autor (2019)

4.4 TENSÕES NAS ENGRENAGENS APLICADAS AO BAJA

A Figura 23 e 24 indica que ambos os valores de tensão nas engrenagens aplicadas ao Baja estão abaixo do limite de resistência a flexão por fadiga, como era esperado. Isso indica que o conjunto terá vida infinita com um fator de segurança de 2,3 e 2 respectivamente quando comparados ao S_e . Além disso, o valor obtido para as tensões de esmagamento nas estrias é de aproximadamente 33 MPa o que, segundo Cunha (2005), indica que há um fator de segurança de 3 para ajuste permanente sem tratamento térmico.

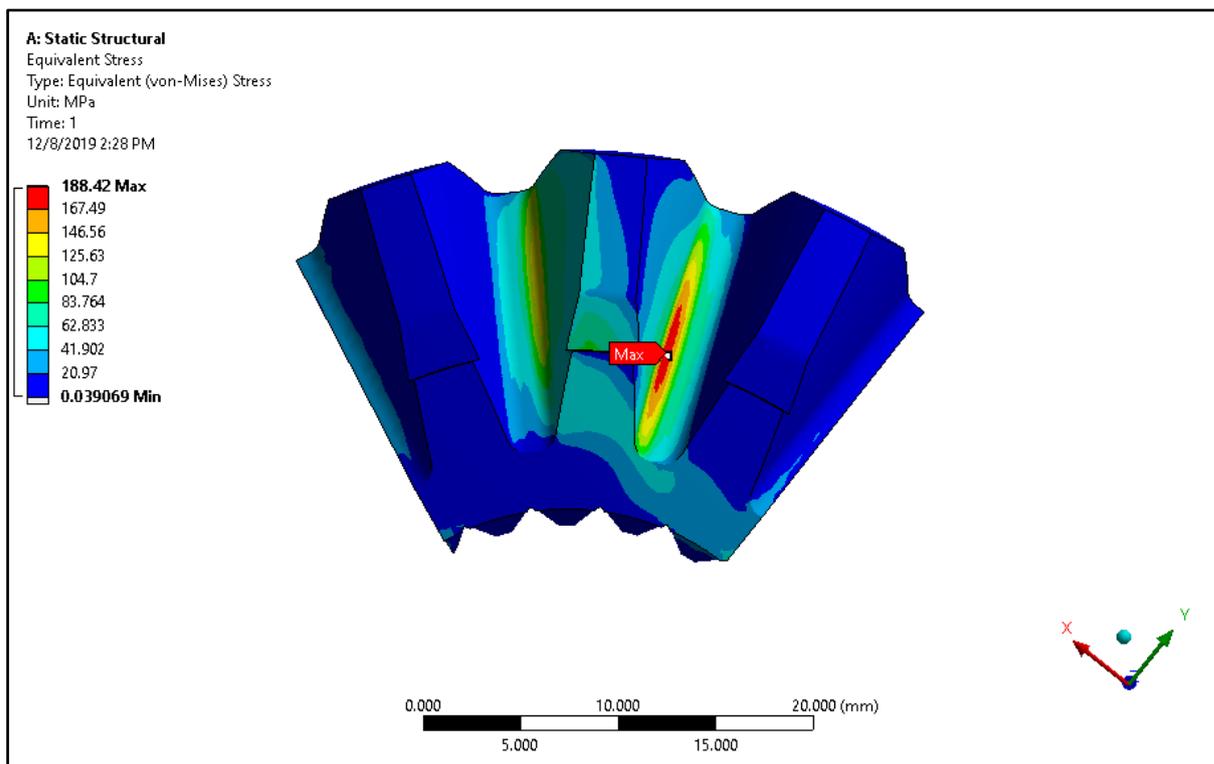
Figura 23 – Tensão máxima na engrenagem satélite aplicada ao Baja



Fonte: Autor (2019)

Para a situação onde o torque é transmitido integralmente à uma única roda, os fatores de segurança em comparação ao S_e são de aproximadamente 1,2 e 1,02 conforme indicam as Figuras 30 e 31 do Apêndice B. Essa situação, de forma equivalente ao que acontece no Ford Ka, é eventual, tornando o baixo fator de segurança um resultado conservador por ser considerado um valor de pico abaixo do limite resistência a fadiga dos componentes.

Figura 24 – Tensão máxima na engrenagem planetária aplicada ao Baja



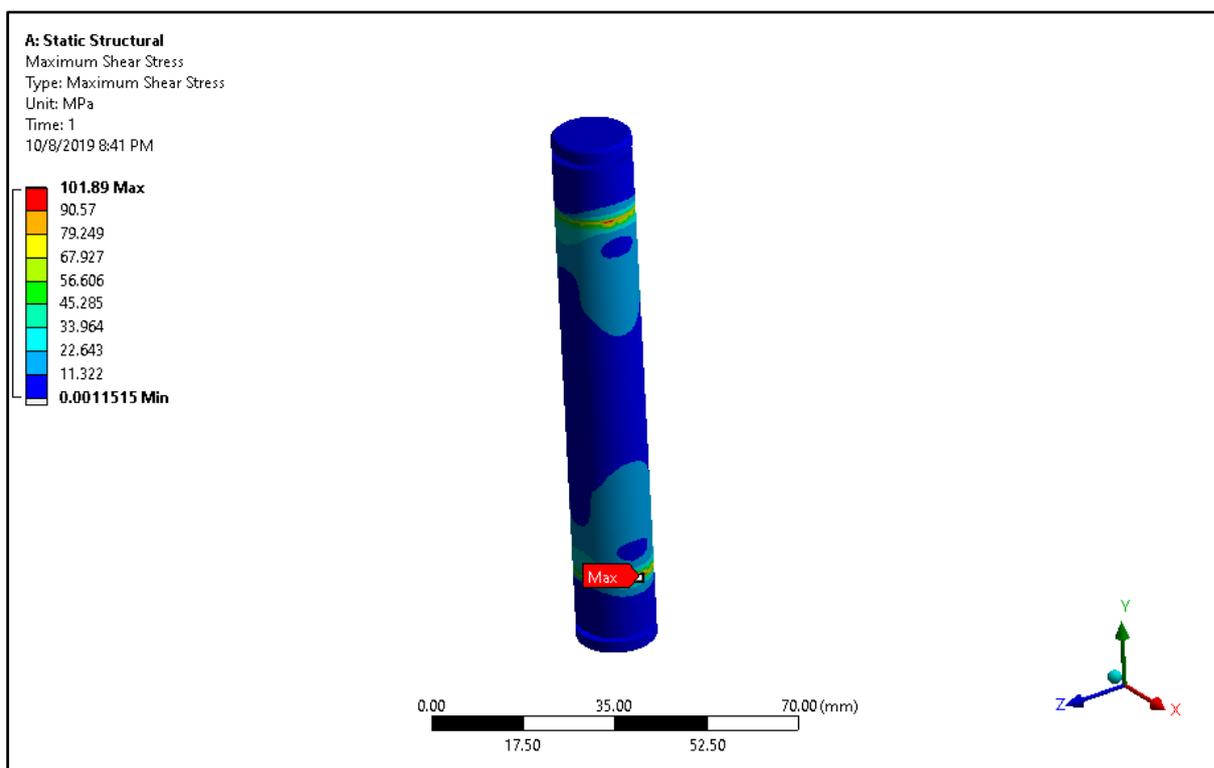
Fonte: Autor (2019)

4.5 TENSÕES NOS PINOS APLICADOS AO BAJA

Conforme a Figura 25, o pino original do conjunto quando aplicado ao Baja da equipe apresenta valores de tensão cisalhante de 101 Mpa. Isso indica que o componente tem um fator de segurança de 12,7 em relação ao S_{us} e que atenderá a necessidade do veículo com plenitude.

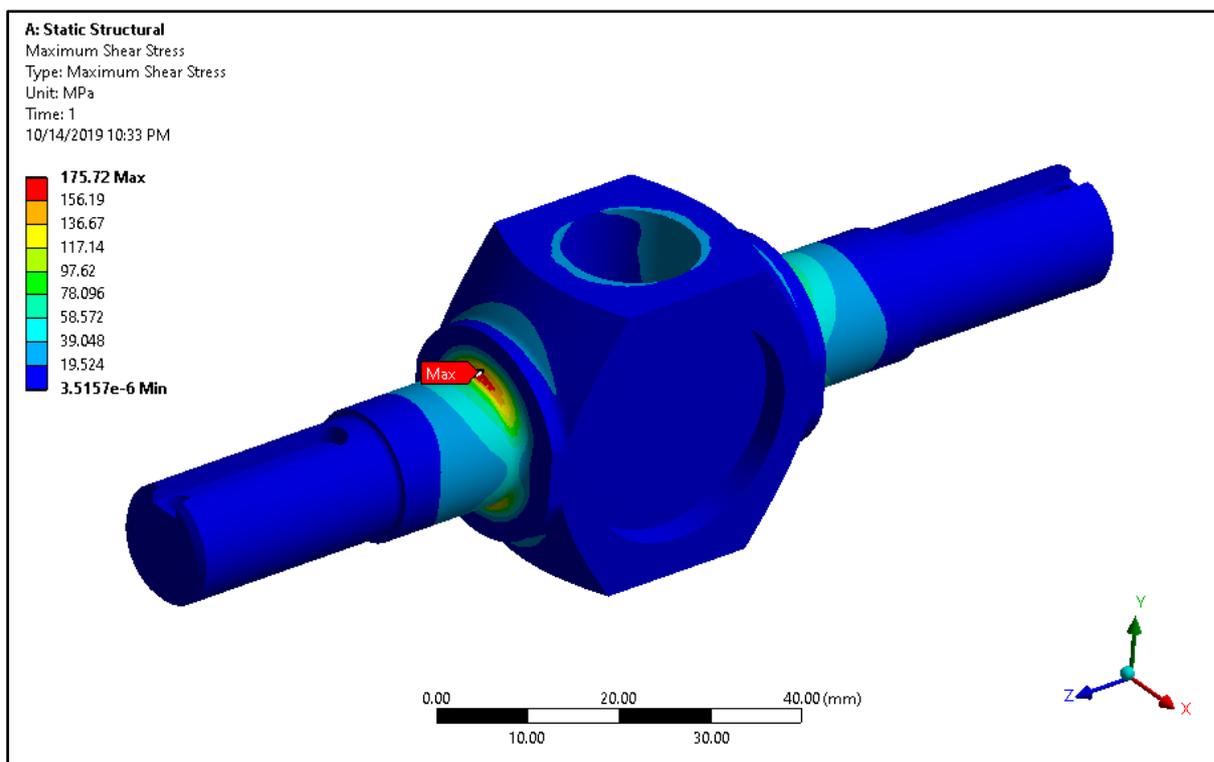
Já o pino secundário, conforme indica a Figura 26, possui um concentrador de tensão devido a sua geometria na proximidade de uma diferença de diâmetro. Porém, mesmo assim, ainda possui um fator de segurança de 7,4 em relação ao S_{us} se considerado fabricado com a mesma dureza do pino original.

Figura 25 – Resultado da análise para o pino original aplicado ao Baja



Fonte: Autor (2019)

Figura 26 – Resultado da análise para o pino secundário aplicado ao Baja



Fonte: Autor (2019)

Conforme a Tabela 4 os resultados da análise no Ford Ka pode ser comparados com o veículo Baja, de forma que pode-se observar que as tensões e consequentemente os fatores de segurança para o carro da equipe são em média quatro vezes maiores que no veículo comercial, indicando que os componentes podem ser utilizado para a aplicação no Baja sem expectativa de falha.

Tabela 4 – Resultados finais das análises

Resultados engrenagens aplicadas ao Ford Ka				
	Tensão de von Mises (Mpa)	Fs Fadiga	Tensão de impacto (Mpa)	Fs Impacto
Engrenagem planetária	907	0,41	1814	0,41
Engrenagem satélite	778	0,48	1556	0,48
Resultados engrenagens aplicadas ao Baja				
	Tensão de von Mises (Mpa)	Fs Fadiga	Tensão de torque integral (Mpa)	Fs torque integral
Engrenagem planetária	188	2	376	1,02
Engrenagem satélite	161	2,3	323	1,2
Resultados pinos aplicados ao Ford Ka e Baja				
	Ford Ka		Baja	
	Tensão cisalhamento (Mpa)	Fs	Tensão de cisalhamento (Mpa)	Fs
Pino original	492	2,66	101	12,7
Pio secundário	-	-	175	7,4

Fonte: Autor (2019)

5 CONCLUSÃO

O programa Baja SAE é um dos mais exigentes em suas avaliações na área acadêmica de engenharia. Em razão do regulamento da competição quanto aos componentes básicos do veículo, como o uso de um motor padronizado, é necessário procurar formas de se destacar sobre as outras equipes como buscar um maior aproveitamento de torque, alcançar um menor raio de curva e evitar perdas de tração.

Com a utilização de um sistema de distribuição de torque, como é o caso de um diferencial LSD, aproveita-se o benefício tanto de um eixo rígido, que fornece tração às duas rodas integralmente, quanto de um diferencial aberto, o qual permite que o veículo tenha uma manobrabilidade acentuada ao permitir a execução de curvas fechadas de forma suave.

Utilizando a metodologia abordada da cinemática de um diferencial, pôde-se observar que as tensões causadas pelo torque teórico máximo do veículo original poderiam causar a falha por fadiga dos componentes, porém, devido à baixa ocorrência dos valores de pico de torque, o projeto atende à sua necessidade.

Para o veículo Baja da equipe Bajagual, o qual o torque máximo teórico é de aproximadamente metade do avaliado no Ford Ka, as tensões encontradas neste trabalho são no mínimo duas vezes menores do que o limite de resistência a fadiga do material. Por fim, é esperado que o sistema atenda à solicitação com elevado fator de segurança, o que indica que o sistema poderá ser utilizado nas competições futuras sem perspectiva de falha.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Realizar análise dos esforços atuantes no conjunto levando em consideração a pressão da mola proveniente do sistema de bloqueio do diferencial e utilizando rendimentos dos componentes de transmissão a fim de obter cargas mais próximas a realidade.

Projetar um conjunto diferencial específico para o veículo da equipe com intuito de reduzir peso e reduzir o espaço ocupado pelo conjunto na caixa.

Avaliar perdas de rendimento e ganhos de manobrabilidade do veículo utilizando o diferencial versus sem o diferencial.

REFERÊNCIAS

- ALBERTI, M. A. **Análise e desenvolvimento de caixa de redução para mini Baja SAE Brasil**. 2018. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul, 2018.
- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE / Análise dinâmica**. 2. ed. São Paulo: Érica, 2008.
- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elemento de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2011.
- CASTRO, R. M. **Critério de projeto para engrenagens helicoidais aplicadas em transmissões mecânicas veiculares**. 2005. 116 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Universidade de São Paulo. São paulo, 2005.
- COLLINS, J. A.; BUSBY, H. R.; STAAB, G. H. **Mechanical Design of Machine Elements and Machines: A Failure Prevention Perspective**. 2. ed, Estados Unidos: John Wiley & Sons, 2010.
- COSTA, P. G. **A bíblia do carro**. 2002. Disponível em: http://www.riogrande4x4.com.br/attachments/767_Biblia_do_carro.PDF. Acesso em: 17 mar. 2019.
- CUNHA, L. B. **Elementos de máquinas**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2005.
- DA ROSA, E. **Análise de resistência mecânica**. Santa Catarina: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.
- Differential gear. *In*: **Encyclopaedia Britannica**. Disponível em: <https://www.britannica.com/technology/differential-gear>. Acesso em: 27 out. 2019.
- FLORES, P; GOMES, J; **Cinemática e Dinâmica de Engrenagens: Engrenagens cônicas**. 1. ed. Guimarães: Universidade do Minho, 2015.
- GAWANDE, S. H. *et al.* Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. **Journal of Mechanical and Civil Engineering**, India, p. 59-66, 2013. Disponível em: <http://www.iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/RDME-Volume2/RDME-20.pdf>. Acesso em: 10 ago. 2019.
- GRAHAM, I. **How Things Work: Cars, bikes, trains and other land machines**. 1. ed. New York: Grisewood & Dempsey Inc, 1993.
- HEISLER, H. **Advanced Vehicle technology**. 2. ed. Woburn: Elsevier, 2002.

HEITNER, J.; SHIDLE, N. G.; BISSEL, T. A. **Elementos of automative mechanics**. 2.ed. Nova York: D. Van nostrand Company, 1946.

HILLIER, F. S.; LIEBERMANN, G. J. **Introduction to operations research**. 7. ed. Nova York: Mc Graw Hill, 2001.

HUCHTKOETTER, H.; GASSMANN, T. Vehicle Dynamics and torque management devices. **SAE Technical Paper Series**, Detroit, mar. 2004. Disponível em: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2004-01-1058/>. Acesso em: 18 set. 2019.

LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. et al. **Automotive transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. Berlim: Springer-Verlag, 1999.

MASHADI, B.; CROLLA, D. **Vehicle powertrain systems**. 1. ed. Reino Unido: John Wiley & Sons, 2012.

MOTT, R. L. **Elementos de máquina em projetos mecânicos**. 5. ed. São Paulo: Pearson, 2015.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman. 2013.

PIYABONGKARN, D. *et al.* Stability-enhance traction and yaw control using electronic limite slip differential. **SAE Technical Paper Series**, Detroit, abr. 2006. Disponível em: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2006-01-1016/>. Acesso em: 10 out. 2019.

POYDO, P. R. **Diferencial autobloqueante: tração em curvas**. Disponível em: <http://www1.uol.com.br/bestcars/ct/difer.htm>. Acesso em: 24 mar. 2019.

SINGH, K. B. Advances in Automobile Engineering: Brake Assisted Differential Locking System. **Proceedings of the World Congress on Engineering**, Londres, v. 2, p. 978-988, jul. 2008. Disponível em: http://www.iaeng.org/publication/WCE2008/WCE2008_pp1517-1520.pdf. Acesso em: 23 jul. 2019.

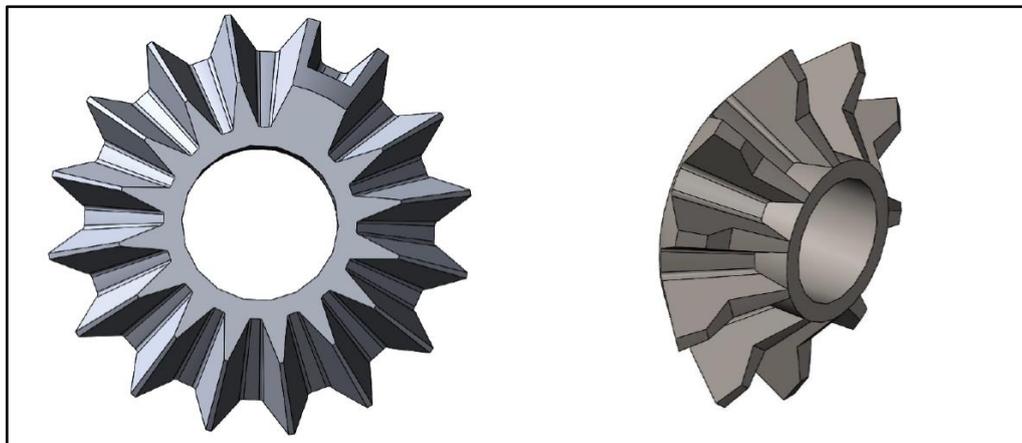
SOBRAL, P. H. B. **Projeto de um diferencial para veículo Baja SAE**. 2015. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília. Brasília, 2015.

STOKES, A. **Manual Gearbox Design**. 1. ed. Gran Bretanha: Butterworth-Heinemann Ltda, 1992.

VEERANJANEYULU, C.; BABU, U. H. Design and structural analysis of differential Gear box at different loads, **International Journal of Advanced Engineering Research and Studies**, Ongole, v. 1, n. 2, p. 65-69, mar. 2012. Disponível em: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.466.5033&rep=rep1&type=pdf>. Acesso em: 15 set. 2019.

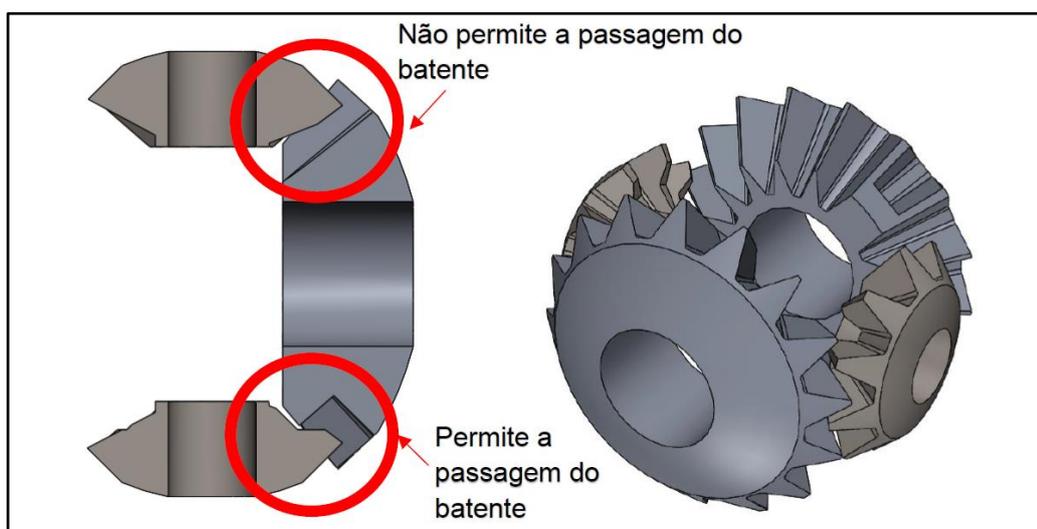
APÊNDICE A – MODELO DE DIFERENCIAL DESCARTADO

Figura 27 – Engrenagem planetária com batente (esquerda) e engrenagem satélite modificada (direita)



Fonte: Autor (2019)

Figura 28 – Giro permitido pelo diferencial



Fonte: Autor (2019)

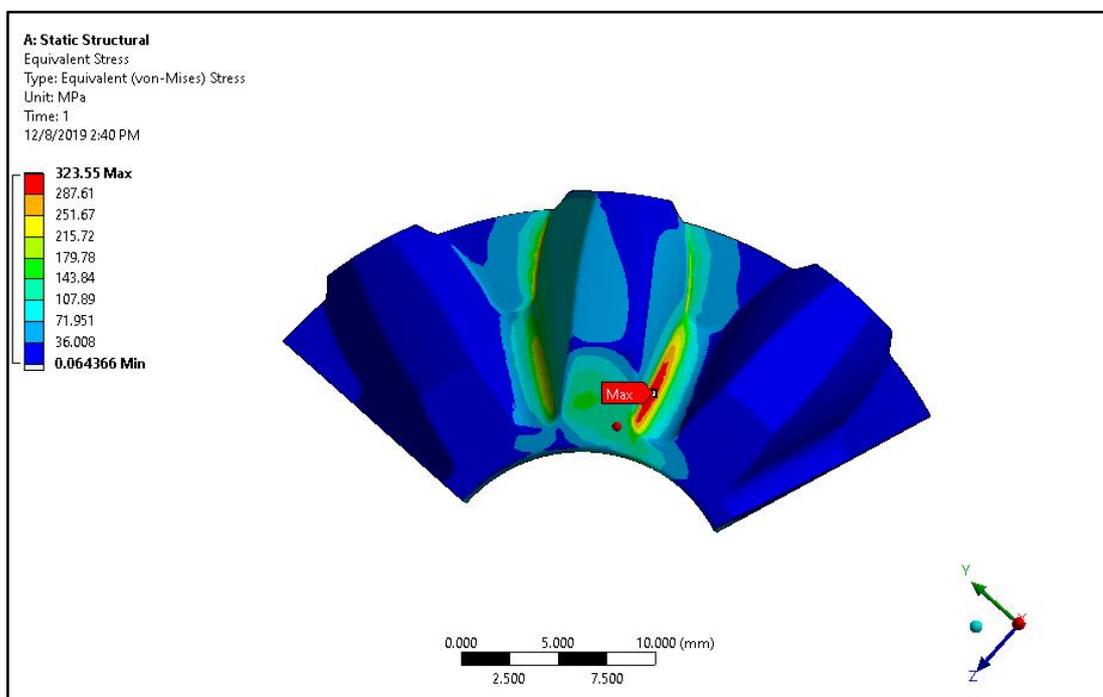
Figura 29 – Característica de uma pista de circuito fechado



Fonte: Autor (2019)

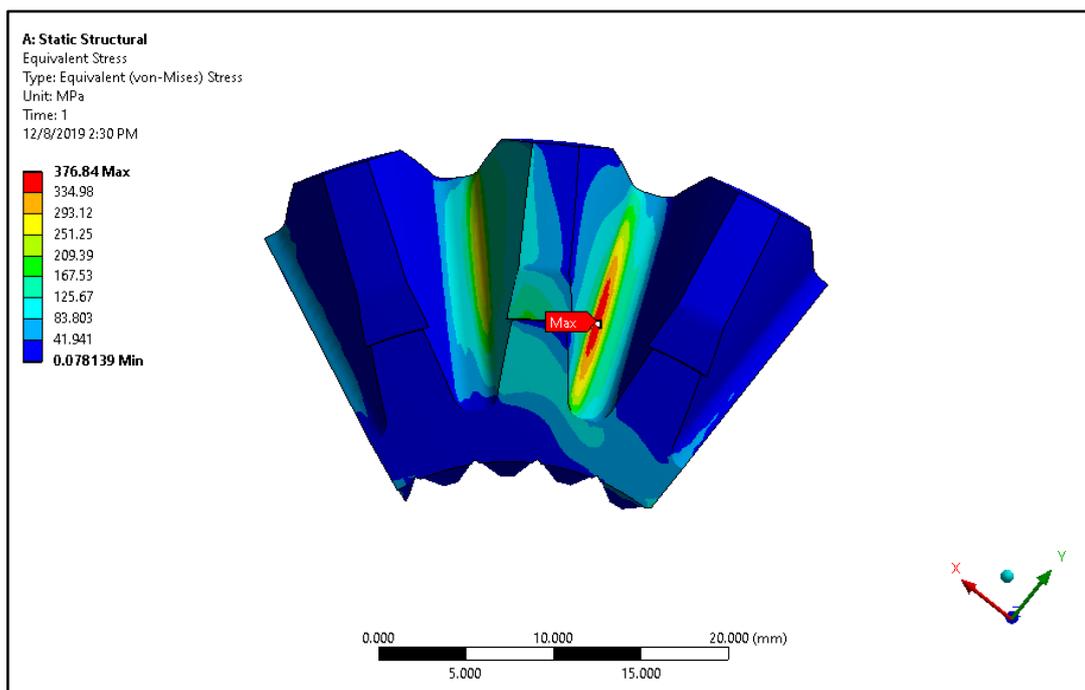
APÊNDICE B – ANÁLISES PARA O CONJUNTO SOB TORQUE INTEGRAL

Figura 30 – Resultado da análise da engrenagem satélite aplicada ao Baja com torque integral em uma roda



Fonte: Autor (2019)

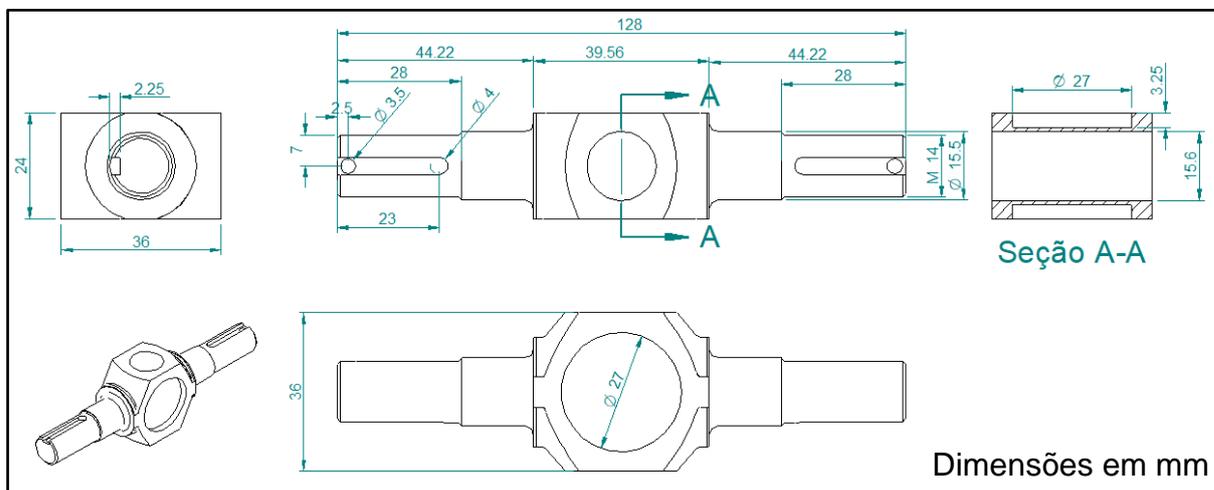
Figura 31 – Resultado da análise da engrenagem planetária aplicada ao Baja com torque integral em uma roda



Fonte: Autor (2019)

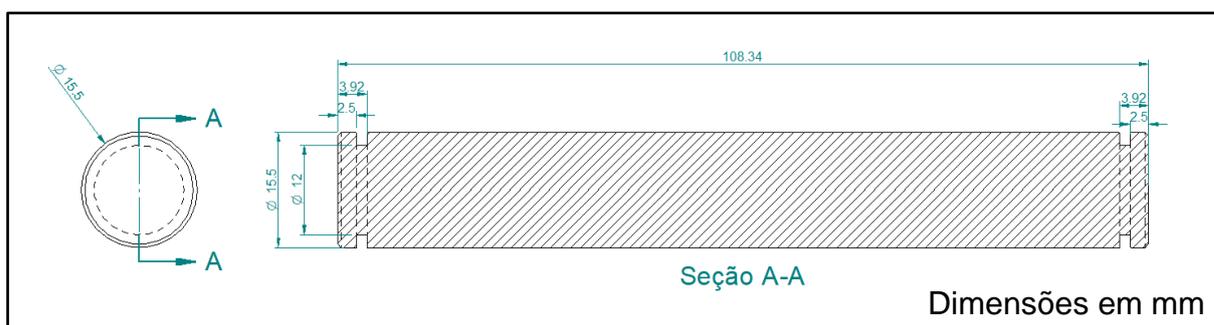
APÊNDICE C – DESENHOS TÉCNICOS DAS ENGRENAGENS DO DIFERENCIAL UTILIZADO

Figura 32 - Desenho técnico do pino secundário



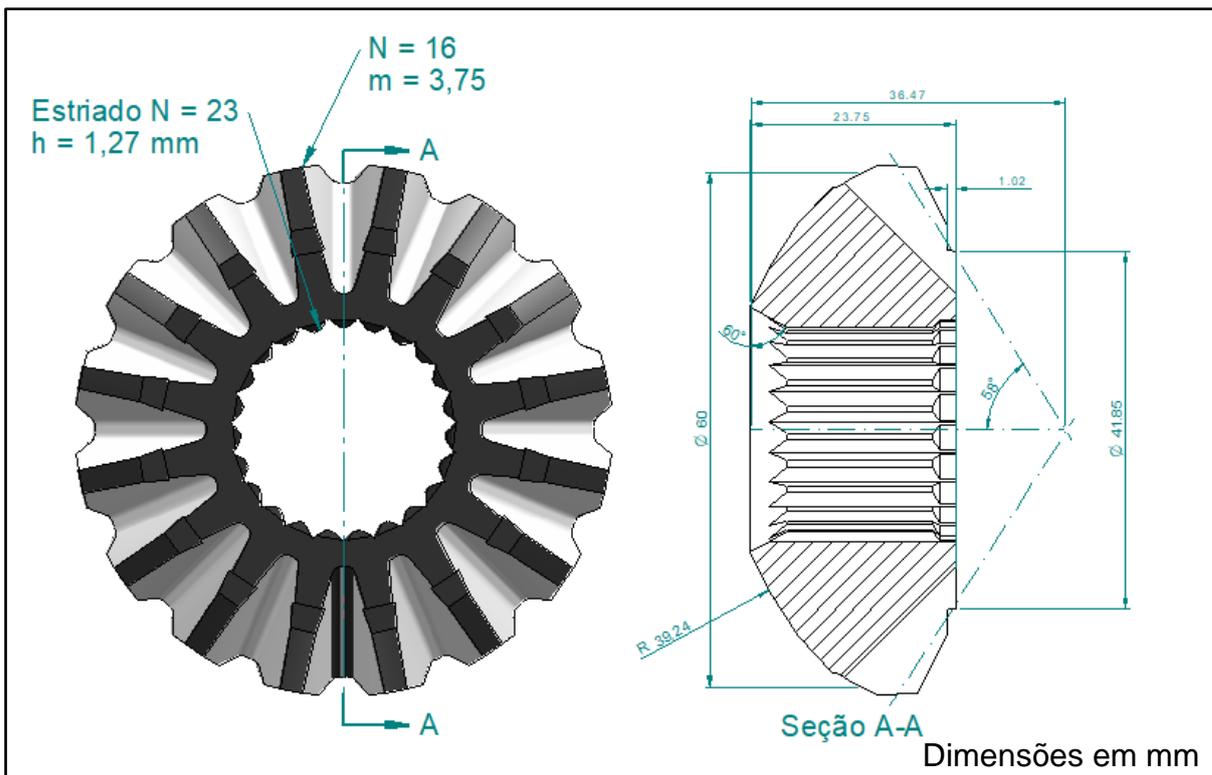
Fonte: Autor (2019)

Figura 33 - Desenho técnico do pino original



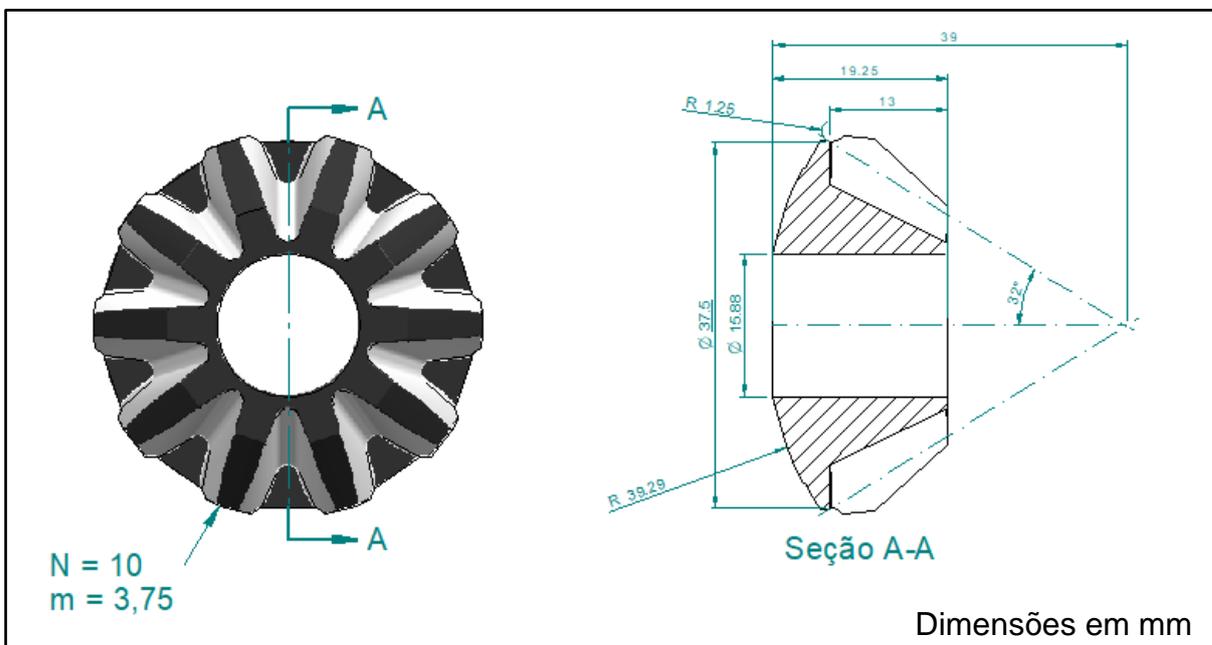
Fonte: Autor (2019)

Figura 34 - Desenho técnico da engrenagem planetária



Fonte: Autor (2019)

Figura 35 - Desenho técnico da engrenagem satélite



Fonte: Autor (2019)

ANEXO A – RESISTÊNCIA A FAGIDA DE FLEXÃO PARA ENGRENAGENS

Tabela 6 – Resistência a fadiga de flexão para engrenagens

Tabela 12-20 Resistências à fadiga de flexão S_{fb} , da AGMA para seleção de materiais para engrenagem*								
Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão			
					psi x 10 ³	MPa		
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230		
			Endurecimento completo	240 HB	31-41	210-280		
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325		
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360		
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390		
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380		
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150		
					Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-520
				AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	34-45	230-310
				AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
	Nitroliga 135M	Nitretado	90,0 HR15N	38-48	260-330			
	Nitroliga	Nitretado	90,0 HR15N	40-50	280-345			
	2,5% Cromo	Nitretado	87,5-90,0 15N	55-65	380-450			
Ferro recozido	20	Classe 20	Como fundido		5	35		
	30	Classe 30	Como fundido	175 HB	8	69		
	40	Classe 40	Como fundido	200 HB	13	90		
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22-33	150-230		
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230		
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280		
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280		
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70		
	A-8-e	50005		180 HB	13	90		
	A-8-f	53007		195 HB	16	110		
	A-8-i	80002		240 HB	21	145		
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40		
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160		

[†] Escala Rockwell 15N usada para materiais endurecidos superficialmente. Ver Seção 2.4.

Fonte: Norton (2013)

ANEXO B – DUREZA EQUIVALENTE APROXIMADA E LIMITES DE RESISTENCIA À TRAÇÃO

Tabela 7 – Dureza equivalente aproximada e limites de resistencia à tração

Tabela 2-3 Dureza equivalente aproximada e limites de resistência à tração para aços					
<i>HB</i> Brinell	<i>HV</i> Vickers	Rockwell		Tensão limite, σ_u	
		<i>HRB</i>	<i>HRC</i>	MPa	ksi
627	667	–	58,7	2393	347
578	615	–	56,0	2158	313
534	569	–	53,5	1986	288
495	528	–	51,0	1813	263
461	491	–	48,5	1669	242
429	455	–	45,7	1517	220
401	425	–	43,1	1393	202
375	396	–	40,4	1267	184
341	360	–	36,6	1131	164
311	328	–	33,1	1027	149
277	292	–	28,8	924	134
241	253	100	22,8	800	116
217	228	96,4	–	724	105
197	207	92,8	–	655	95
179	188	89,0	–	600	87
159	167	83,9	–	538	78
143	150	78,6	–	490	71
131	137	74,2	–	448	65
116	122	67,6	–	400	58

Nota: Carga de 3000 kgf para a dureza Brinell, HB.

Fonte: Norton (2013)

ANEXO C – FICHA TÉCNICA DO FORD KA 1.6 2009

Tabela 8 – Dados técnicos - motor Ford Ka 1.6 2009

Dados técnicos - Motor - 1.6 ℓ / 1.6 ℓ Sport - RoCam Flex		
Localização/posição		Dianteiro transversal
Ciclo/tempos		Otto / 4 tempos
Número e disposição dos cilindros		4 cilindros em linha
Válvulas		2 por cilindro
Acionamento		Por corrente e balancins com ajuste hidráulico
Diâmetro do cilindro		82,07 mm
Curso do êmbolo (pistão)		75,48 mm
Relação de compressão		12,3:1
Potência do motor	gasolina	102 cv a 5500 rpm
	etanol	107 cv a 5500 rpm
Torque máximo	gasolina	143 Nm a 4250 rpm
	etanol	150 Nm a 4250 rpm

Fonte: Manual Ford Ka (2009)

Tabela 9 – Dados técnicos - transmissão Ford Ka 1.6 2009

Caixa de Câmbio		
Relações de engrenamento		
	1.0ℓ Flex	1.6ℓ Flex
1ª marcha	4,083:1	3,545:1
2ª marcha	2,292:1	2,045:1
3ª marcha	1,517:1	1,281:1
4ª marcha	1,108:1	0,951:1
5ª marcha	0,878:1	0,756:1
Marcha à ré	3,615:1	3,615:1
Motor	Relação Final	
1.0ℓ Flex	4,25:1	
1.6ℓ Flex	3,82:1	

Fonte: Manual Ford Ka (2009)